F
7414
OF 1156

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

1964 JAN 21

Tom 7 (21) Volum special

— 1962 —

F 9111

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 7 (21) Volum special

— 1962 —

F
F 7414

1972

1989

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtára
P 19/1964

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. Ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil), prof. Ing. C. AVRAM, conf. Ing. T. DORDEA, prof. dr. C. DRĂGULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. O. EM. GHEORGHIU, prof. Ing. V. GHEORGHIU, prof. Ing. D. MATEESCU, prof. dr. Ing. C. MIKLOȘI, membru al Academiei R.P.R., prof. dr. I. NANU, prof. dr. Ing. ȘT. NĂDĂȘAN, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. Ing. M. RĂDOI.

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate în Buletin vor fi adresate tovarășului profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Populară Română, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraitre dans le „Buletin" seront adressés a M. le Prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique de Timișoara, République Populaire Roumaine, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые для опубликования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Румыньская Народная Республика, с приложением »для Бюллетеня«.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Seria II, Tom 7 (21) Volum special 1962

SUMAR:

Pag.

I. MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ

O. EM. GHEORGHIU, O ecuaţie matricială de tipul ecuaţiei funcţionale a lui D'Alembert 9
ŞT. TÖLGYI, Contribuţii privind ecuaţia funcţională a lui Poinsot-Pompei 13
N. T. STELMAŞUC (Ivanovo, U.R.S.S.), Asupra unor sisteme de ecuaţii diferenţiale cu derivate parţiale 19

II. CHIMIE

C. DRĂGULESCU, D. LAZĂR, Studiul formării cromatului de bismutil în soluţie 29
V. COCHECI, R. TAUBERT, FR. WINTER, Contribuţii la eliminarea fenolilor din ape reziduale provenite de la distilării de lemn cu ajutorul schimbătorilor de ioni 39
GH. FĂCSKO, I. RĂDOI, FR. GOLUMBIOSCHI, Dozări electrogravimetrice cu electrod vibrat. Dozarea zincului 45
I. TOMA, V. GEŢIA, N. GUŞATU, Un nou procedeu pentru obţinerea oxidului negru de fier prin precipitare 51
I. TOMA, A. IOVI, N. GUŞATU, Obţinerea îngrăşămîntului sulfat dublu de potasiu şi calciu din minereu îndigen de potasiu . . . 61

III. ŞTIINŢE TEHNICE

V. BARBU, Influenţa principalilor factori asupra pierderilor laterale în determinarea experimentală a coefcientului de conductivitate termică prin metoda plăcii 71
V. BARBU, Asupra domeniului de lucru al aparatelor pentru determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii cu alimentare directă de la reţea 85
V BARBU, Asupra erorilor datorite schimbului caloric cu mediul ambiant în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii 89
O. BOŞIAN, N. GHEORGHIU, Stabilirea experimentală a modulului de elasticitate la întindere şi încovoiere pentru curelele trapezoidale fabricate în R.P.R. 101
G. CREŢA, Calculul discurilor turbomaşinilor cu calculatoarele electronice cifrice 115
G CREŢA, Calculul ventilului de pornire a turbinei cu abur . . . 131
G. CREŢA, C. CONSTANINESCU, I. LENE, Cercetări experimentale asupra unor ejectoare cu abur 139
GH. CRISTODORESCU, I. VEGA, I. CARŢIS, Influenţa naturii şi temperaturii mediului de răcire asupra proprietăţilor şi apariţiei crăpăturilor la oţelurile de scule, de construcţie indigene . . . 151

Pag.

GH. CRISTODORESCU, I. CARTIȘ, I. VEGA, Influența temperaturii și duratei de menținere la încălzire asupra proprietății oțelului rapid RW 180 157
A. DREUCEANU, O nouă metodă de rezolvare a problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni 163
A. DREUCEANU, L. BAGIU, I. SPOREA, L. SIMION, T. FORMINTE, Cercetări teoretice și experimentale cu privire la înlocuirea aliajelor pentru pistoanele motoarelor cu combustie internă . . . 171
E. DODON, Regimul de așchiere la strungire prin copiere 177
I. VLĂDEA, V. BARBU, C. UNGUREANU, I. BEJAN, H. THEIL, E. COTOCIU, Influența principalilor parametri asupra unghiului de pulverizare al unui injector rotativ 185
M. BRAȘOVAN, V. VĂZDĂUȚEANU, E. SERACIN, M. PRODAN, Cercetări experimentale asupra acționărilor cu volan cu o instalație de laborator 197
I. BABUȚIA, GH. TĂTU, Cercetări experimentale în legătură cu pierderile suplimentare în mașinile asincrone 207
C. ȘORA, Despre o posibilitate de mărire a randamentului schemelor cuadripolare unidirecționale care au ca element component generatorul Hall 213
M. BILĂ, Cercetări experimentale asupra infiltrației în regim permanent prin barajele și digurile de beton de pământ 221
V. BOTA, Înălțimea optimă a grinzilor de lemn cu secțiune dublu T . 233
I. FLEȘERIU, Asupra calculului static al cadrelor etajate, din bare drepte cu moment de inerție variabil 245
D. MATEESCU, V. BOTA, D. ROȘU, Sistem suspendat pentru trecerea conductei de gaz peste Mureș 265
D. MATEESCU, V. BOTA, D. ROȘU, Reconstrucția unei hale pentru forjă, construcție cu schelet metalic 277
D. MATEESCU, Studiul economic și tehnico-științific privind executarea unor blocuri de locuințe cu schelet metalic din elemente ușoare 287
O. MIRȘU, N. I. VOINA, Folosirea sterilului de la flotațiile minereurilor de neferoase în construcții 323
I. MUNTEANU, Contribuții la stabilirea coeficientului de omogeneitate a coeficientului de supraîncărcare la beton 331
D. ROȘU, Greutatea proprie a grinzilor metalice cu inimă plină . . 337
ALEXANDRU ROTHE (Școala superioară tehnică „Otto von Guericke" Magdeburg, R.D.G.), Considerarea unor modificări a coeficienților ecuațiilor de condiție ale structurilor static nedeterminate . . 341
V. CHIOREANU, Nomograma pentru determinarea înclinării optime a crestăturilor la mașinile asincrone 349
I. MATLAK, ȘT. OGREZEANU, Traductor reostatic cu coloană de Hg . 355
B. OPRENDECK, I. ȘORA, I. MATLAK, Dimensionarea optimă și posibilitățile de folosire a mașinii omopolare ca generator tahometric 361
I. NOVAC, B. OPRENDECK, Asupra determinării analitice și verificării experimentale a cuplurilor parazite asincrone la mașini de inducție 371
G. ATANASIU, Metoda de calcul a reactanțelor saturate ale mașinilor sincrone 383
T. DORDEA, Asupra reglării turației motorului de inducție prin metoda conectării și cascadă și prin metoda frecvenței statorice . . 395

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия 2, Том 7 (21) Специальный випуск 1962

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

О. Е. ГЕОРГИУ, Матрициальное уравнение типа функционального уравнения Д'Аллемберт 9
С. ТОЛГИ, О функциональном уравнении Пуансо-Помпая . . . 13
Н. Т. СТЕЛЬМАШУК, О некоторых кинейных дифференциальных системах в частных производных 19

II. ХИМИЯ

К. ДРЭГУЛЕСКУ, Д. ЛАЗЭР, Исследование получения хромата висмута 29
В. КОКЕЧ, Р. ТАУБЕРТ, Ф. ВИНТЕР, К удалению фенолов из сточных вод происходящих от деревоперегонных установок, при помощи ионообменников 39
Г. ФАЧКО, И. РЭДОЙ, Ф. ГОЛУМБИОСКИ, Электрогравиметрические дозировки при помощи вибрируемого электрода . . 45
И. ТОМА, В. ЖЕЦИЯ, Н. ГУШАТУ, Новый метод получения черного окисла железа путем осаждения 51
И. ТОМА, А. ИОВИ, Н. ГУШАТУ, Получение двойного сульфата калия и кальция из отечественной калийной руды, для удобрений 61

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

В. БАРБУ, Влияние главных факторов на побочные потери при опытном определении коэффициента теплопроводности методом пластины 71
В. БАРБУ, Область работы аппаратов для определения коэффициента удельной теплопроводности методом пластины, с непосредственным питанием от сети 85
В. БАРБУ, Относительно ошибок, происходящих благодаря теплообмену с окружающей средной, при определении коэффициента теплопроводности методом пластины 89
О. БОШЯН, Н. ГЕОРГИУ, Опытное определение модуля упругости на растяжение и изгиб трапезоидальных ремней изготовленных в Р.Н.Р. 101
Г. КРЕЦА, Расчет турбомашинных дисков при помощи электронных цифровых счетных машин 115
Г. КРЕДА, Расчет пусковых вентилей паровых турбин 131
Г. КРЕЦА, К. КОНСТАНТИНЕСКУ, И. ЛЕНЕ, Экспериментальные исследования паровых эжекторов 139
Г. КРИСТОРЕСКУ, И. ВЕГА, И. КАРЦИШ, Влияние природы и температуры охлаждающей среды на свойства и появление трещин в отечественных инструментальных и строительных сталях 151

Стр.

Г. КРИСТОДОРЕСКУ, И. КАРЦИШ, И. ВЕГА, Влияние температуры и времени нагрева на свойства быстрорежущей стали 180 157
А. ДРЕУЧАНУ, Новый метод решения обратной задачи размерных цепей 163
А. ДРЕУЧАНУ, Л. БАДЖИУ, И. СПОРЯ, Л. СИМИОН, Т. ФОРМИНТЕ, Теоретические и экспериментальные исследования по замене поршневых сплавов двигателей внутреннего сгорания 171
Е. ДОДОН, Режим резки металлов при обточке копированием . . 177
И. ВЛЭДЯ, В. БАРБУ, К. УНГУРЯНУ, И. БЕЖАН, Г. ТЕЙЛЬ, Е. КОТОЧИУ, Влияние главных параметров на угол распыливания вращающимся соплом 185
М. БРАШОВАН, В. ВЭЗДЭУЦЯНУ, Е. СЕРАЧИН, М. ПРОДАН, Экспериментальные исследования по приводам с маховиком, в лаборатории 197
И. БЭБУЦЯ, Г. ТАТУ, Экспериментальные исследования в связи с дополнительными потерями в асинхроных машинах . . . 207
К. ШОРА, О возможности измерения к.п.д. одно-направленнных четырехполносных схем, имеющих в начестве составного элемента генератор Холла 213
М. БЫЛЭ, Экспериментальные исследования фильтрации через грунто-бетонные плотины 221
В. БОТА, Оптимальная высота деревянных балок двухтаврового сечения 233
И. ФЛЕШЕРИУ, К статическому расчету ярусной рамы из прямых брусьев с переменным моментом инерции 245
Д. МАТЕЕСКУ, В. БОТА, Д. РОШУ, Подвеска для газопровода через реку Муреш 265
Д. МАТЕЕСКУ, В. БОТА, Д. РОШУ, Перестройка кузнечного цеха с металлическим каркасом 277
Д. МАТЕЕСКУ, Экономическое и технико-научное исследование по строительству жилых домов с металлическим скелетом из легких элементов 287
О. МЫРШУ, Н. ВОИНЯ, Применение пустой породы, полученной при флотации цветных металлов, в строительстве . . . 323
И. МУНТЯНУ, К определению коэффициента однородности и коэффициента перегрузки бетона 331
Д. РОШУ, Собственный вес металлических балок со сплошной шейкой 337
А. РОТЕ (Высшая школа Отто фон Герике, Магдебург, Г. Д. Р.), Некоторые изменения коэффициентов условных уравнений статически неопределенных строений 341
В. КИОРЯНУ, Номограмма для определения оптимального наклона пазов асинхронных двигателей 349
И. МАТЛАК, С. ОГРОЗЯНУ, Реостатный датчик с ртуным столбиком 355
Б. ОПРЕНДЕК, И. ШОРА, И. МАТЛАК, Оптимальная размеренност и возможности применения гомополярной машины в качестве тахометрического генератора 361
И. НОВАК, Б. ОПРЕНДЕК, В связи с аналитическим определением и опытной проверкой асинхронных паразитных моментов в индукционных машинах 371
Г. АТАНАСИУ, Метод расчета насыщенных реактивных сопротивлений синхронных машин 383
Т. ДОРДЯ, О регулировании числа оборотов индукционного двигателя методом каскадного включения и методом изменения статорной частоты 395

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMISOARA

II-a sèrie, tome 7 (21) Volume spéciale 1962

SOMMAIRE

Page

I. MATHEMATIQUE — PHISIQUE — MECANIQUE

O. EM. GHEORGHIU, Une équation fonctionnelle matricielle de type de L'équation fonctionnelle de D'Alembert 9
ST. TÖLGYI, Contributions a l'étude de l'équation fonctionnelle de Poinsot-Pompeiu 13
N. T. STELMAŞUC (Ivanovo, U.R.S.S.), Sur certains systèmes d'équations linéaires aux dérivées partielles 19

II. CHIMIE

C. DRAGULESCU, D. LAZĂR, Etude de la formation du chromate de bismuthile en solution 29
V. COCHECI, R. TAUBERT, FR. WINTER, Contributions à l'élimination des phénols des eaux résiduelles provenues de la distillation du bois à l'aide des changeurs de ions 39
GH. FACSKO, I. RĂDOI, FR. GOLUMBIOSCHI, Dosages électrogravimétrique a électrode vibré 45
I. TOMA, V. GEŢIA, N. GUŞATU, Nouveau procédé pour l'obtention de l'oxyde noir de fer par précipitation 51
I. TOMA, A. IOVI, N. GUŞATU, Obtention de l'engrais double sulfate de potasium et de calcium provenu du minerai indigène de potasium 61

III. SCIENCES TECHNIQUES

V. BARBU, Influence des principaux facteurs sur les partes latérales dans la détermination expérimentale du coefficient de conductibilité thermique par la méthode de la plaque 71
V. BARBU, Sur le domaine de fonctionnement des appareils pour la détermination de coefficient de conductibilité thermique par la méthode de la plaque à alimentation directe du réseau . . . 85
V. BARBU, Sur les erreurs dues à l'échange calorique par rapport au milieu ambiant dans la détermination du coefficient de conductibilité thermique par la méthode de la plaque 89
O. BOŞIAN, N. GHEORGHIU, Etude expérimentale de module d'élasticité de tension et de flexion pour les courroies trapézoïdales fabriquées en Roumanie 101
G. CREŢA, Calcul des disque des turbo-machines à calculateurs électroniques digitaux 115
G. CREŢA, Calcul de la soupape de démarrage de la turbine à vapeur 131
G. CREŢA, C. CONSTANTINESCU, L. LENĂ, Recherches expérimentales sur quelques éjecteurs à vapeur 139
GH CRISTODORESCU, I. VEGA, I. CARŢIŞ, Influence de la nature de la température du milieu de refroidissement sur les propriétés et l'apparition des fissurations aux aciers indigènes pour les outils et les constructions 151

Page

GH. CRISTODORESCU, I. CARȚIȘ, I. VEGA, Influence de la température et de la durée de maitien au chauffage sur les propriétés de l'acier rapide R.W. 180 157
A. DREUCEANU, Nouvelle méthode pour résoudre le problème inverse pour les chaines de dimensions 163
A. DREUCEANU, L. BAGIU, I. SPOREA, L. SIMION, T. FORMINTE, Recherches théoriques et expérimentales relatives au remplacement des alliages pour les pistons des moteurs à combustion interne 171
E. DODON, Le régime d'enlèvement au tournage par copie . . . 177
I. VLĂDEA, V. BÂRBU, C. UNGUREANU, I. BEJAN, H. THEIL, E. COTOCIU, Influence des principaux paramètres sur les angles de pulvérisation d'un injecteur rotatif 185
M. BRAȘOVAN, V. VĂZDĂȚEANU, E. SERĂCIN, M. PRODAN, Recherches expérimentale sur les commandes à volant avec une installation de laboratoire 197
I. BĂBUȚIA, GH. TĂTU, Recherches expérimentales se rapportant aux partes supplémentaires dans les machines asynchrones . . . 207
C. ȘORA, Sur une posibilité d'augmentation du rendement des schémas quadripolaires en sens unique ayent comme élément composent le générateur de Hall 213
M. BILĂ, Recherches expérimentales sur l'infiltration en régime permanent dans les barrages et les digues en béton de terre . . 221
V. BOTA, Hauteur optime des portres en bois à section en duble T . 233
I. FLEȘERIU, Sur le calcul statique des cadres étagés formés de barres droites à moment d'inertie variable 245
D. MATEESCU, V. BOTA, D. ROȘU, Système suspendu pour le passage de la conduite d'alimentation à gaz sur le Mureș 265
D. MATEESCU, V. BOTA, D. ROȘU, Reconstruction d'une halle à forge. Construction à ossature métallique 207
D. MATEESCU, Etude économique et techno-scientifique sur l'exécution des blocs d'appartements à structure métallique faite en éléments légers 287
O. MIRȘU, N. I. VOINA, Utilisation des stérils des flottations non-ferreuses dans les constructions 323
I. MUNTEANU, Contributions à l'établissement du coefficient d'homogénéité et du coefficient de surchargement pout le béton . . 331
D. ROȘU, Le poids propre des pontres métallique à âme pleine . . 337
ALEXANDER ROTHE, (Technische Hochschule „Otto von Guericke" Magdeburg, D.D.R.) — Bericksichtigung einer Anderung von Beiwerten des Elastizitätgleichungen statisch undestimmter Tragwerke 341
V. CHIOREANU, Nomogramme pour déterminer l'inclinaison optimum des encoches des machines asynchrones 349
I. MATLAK, ST. OGREZEANU, Capteur rhéostatique à colonne d'Hg. 355
B. OPRENDECK, I. ȘORA, I. MATLAK, La détermination optimum des dimensions et les possibilités d'emploi de la machine homopolaire 361
I. NOVAC, B. OPRENDECK, Considérations sur la détermination analytique et experimentale des couples parasites asynchrones aux machines d'induction 371
GH. ATANASIU, Methode de calcul des reactances saturées de machines synchrones 383
T. DORDEA, Sur le réglage de la vitesse de rotation du moteur d'induction par la méthode du couplage en cascade et par celle de la modification de la fréquence statorique 395

O ECUAȚIE MATRICIALĂ DE TIPUL ECUAȚIEI FUNCȚIONALE A LUI D'ALEMBERT

DE

OCTAVIAN EM. GHEORGHIU

Lucrare prezentată la redacție la data de 4 aprilie 1962

1. D'Alembert [1] a soluționat ecuația funcțională

$$f(x+y)+f(x-y)=\varphi(y)f(x)$$

care a fost întîlnită după 1800 de mulți matematicieni și soluționată în ipoteze din ce în ce mai puțin restrictive. (S. Poisson [1], A. Cauchy [1] etc., J. Aczel [1], M. Ghermănescu [2]).

In 1947, D. V. Ionescu [3] a soluționat în ipoteza continuității o ecuație funcțională în 2 variabile, care este ecuația lui D'Alembert scrisă pentru funcții de 2 variabile

$$f(u+\lambda, v+\mu)+f(u+\lambda, v-\mu)+f(u-\lambda, v+\mu)+f(u-\lambda, v-\mu)= \\ =4\varphi(\lambda,\mu)f(u,v). \tag{1}$$

Soluția generală continuă [3] care după M. Ghermănescu [2] coincide cu soluția măsurabilă, este

$$\left.\begin{aligned} f_1(x,y)&=(Cy+D)x+C'y+D' && \varphi_1(\lambda,\mu)=1\\ f_2(x,y)&=(C\cos ky+D\sin ky)x+C'\cos ky+D'\sin ky && \varphi_2(\lambda,\mu)=\cos k\lambda\\ f_3(x,y)&=(C\operatorname{ch} ky+D\operatorname{sh} ky)x+C'\operatorname{ch} ky+D'\operatorname{sh} ky && \varphi_3(\lambda,\mu)=\operatorname{ch} k\lambda \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

$$\left.\begin{aligned} f_4(x,y)&=(Cy+D)\cos\theta x+(C'y+D')\operatorname{sh}\theta x && \varphi_4(\lambda,\mu)=\cos\theta\lambda\\ f_5(x,y)&=(C\cos ky+D\sin ky)\cos\theta x+(C'\cos ky+D'\sin ky)\sin\theta x \\ &&& \varphi_5(\lambda,\mu)=\cos\theta\lambda\cos k\mu\\ f_6(x,y)&=(C\operatorname{ch} ky+D\operatorname{sh} ky)\cos\theta x+(C'\operatorname{ch} ky+D'\operatorname{sh} ky)\sin\theta x \\ &&& \varphi_6(\lambda,\mu)=\cos\theta\lambda\operatorname{ch} k\lambda \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

$$\left.\begin{aligned} f_7(x,y)&=(Cy+D)\operatorname{ch}\theta x+(C'y+D')\sin\theta x && \varphi_7(\lambda,\mu)=\operatorname{ch}\theta\lambda\\ f_8(x,y)&=(C\cos ky+D\sin ky)\operatorname{ch}\theta x+(C'\cos ky+D'\sin ky)\operatorname{sh}\theta x \\ &&& \varphi_8(\lambda,\mu)=\operatorname{ch}\theta\lambda\cos k\mu\\ f_9(x,y)&=(C\operatorname{ch} ky+D\operatorname{sh} ky)\operatorname{ch}\theta x+(C'\operatorname{ch} ky+D'\operatorname{sh} ky)\operatorname{sh}\theta x \\ &&& \varphi_9(\lambda,\mu)=\operatorname{ch}\theta\lambda\operatorname{ch} k\lambda \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

unde C, D, C', D', k și θ sînt constante arbitrare.

2. În prezenta Comunicare considerăm ecuația matricială

$$M(u+\lambda, v+\mu)+M(u+\lambda, v-\mu)+M(u-\lambda, v+\mu)+M(u-\lambda, v-\mu)= \\ =4\Phi(\lambda, \mu)M(u, v) \tag{5}$$

unde s-a notat

$$M(u, v)\equiv\begin{bmatrix} F_1(u, v) \\ F_2(u, v) \\ F_3(u, v) \\ F_4(u, v) \end{bmatrix},\quad \Phi(\lambda, \mu)\equiv\begin{bmatrix} \varphi_1(\lambda, \mu) & \varphi_2(\lambda, \mu) & \varphi_3(\lambda, \mu) & \varphi_4(\lambda, \mu) \\ \varphi_2(\lambda, \mu) & \varphi_1(\lambda, \mu) & \varphi_4(\lambda, \mu) & \varphi_3(\lambda, \mu) \\ \varphi_3(\lambda, \mu) & \varphi_4(\lambda, \mu) & \varphi_1(\lambda, \mu) & \varphi_2(\lambda, \mu) \\ \varphi_4(\lambda, \mu) & \varphi_3(\lambda, \mu) & \varphi_2(\lambda, \mu) & \varphi_1(\lambda, \mu) \end{bmatrix} \tag{6}$$

care înlocuiește ecuația funcțională unică (1) cu 2 funcții cu un sistem de 4 ecuații funcționale cu 8 funcții de cîte 2 variabile reale.

Pentru soluționarea ecuației funcționale (5) multiplicăm la stînga în (5) cu matricea linie-operator

$$[1 \quad 1 \quad 1 \quad 1]$$

Dacă punem

$$F_1(u, v)+F_2(u, v)+F_3(u, v)+F_4(u, v)=H(u, v)$$
$$\varphi_1(\lambda, \mu)+\varphi_2(\lambda, \mu)+\varphi_3(\lambda, \mu)+\varphi_4(\lambda, \mu)=\psi_1(\lambda, \mu)$$

avem

$$H(u+\lambda, v+\mu)+H(u+\lambda, v-\mu)+H(u-\lambda, v+\mu)+ \\ +H(u-\lambda, v-\mu)=4\psi(\lambda, \mu)H(u, v)$$

care este de fapt (1) și soluțiile continuie (sau măsurabile) se scriu după (2), (3), (4).

Multiplicînd în (5) la stînga cu altă matrice linie-operator

$$[1 \quad -1 \quad 1 \quad -1]$$

și notînd

$$F_1(u, v)-F_2(u, v)+F_3(u, v)-F_4(u, v)=K(u, v)$$
$$\varphi_1(\lambda, \mu)-\varphi_2(\lambda, \mu)+\varphi_3(\lambda, \mu)-\varphi_4(\lambda, \mu)=\chi(\lambda, \mu)$$

avem

$$K(u+\lambda, v+\mu)+K(u+\lambda, v-\mu)+K(u-\lambda, v+\mu)+ \\ +K(u-\lambda, v-\mu)=4\chi(\lambda, \mu)K(u, v)$$

care este soluționabilă ca și (1) după (2), (3), (4).

Operînd în (5) la stînga cu matricea liniei $[1 \quad 1 \quad -1 \quad -1]$ și notînd $F_1+F_2-F_3-F_4=L$, $\varphi_1+\varphi_2-\varphi_3-\varphi_4=\sigma$, regăsim în $L(u, v)$ și $\sigma(\lambda, \mu)$ ecuația funcțională (1). Dacă în sfîrșit considerăm matricea linie-operator $[1 \quad -1 \quad -1 \quad 1]$ cu care multiplicăm la stînga în (5) și notăm $F_1-F_2-F_3+F_4=N$, $\varphi_1-\varphi_2-\varphi_3+\varphi_4=\tau$, regăsim ecuația funcțională (1) în funcțiile $N(u, v)$ și $\tau(\lambda, \mu)$.

Din funcțiile H, K, L și N se obțin 9^4 familii de soluții pentru funcțiile F_i, F_2, F_3, F_4 și tot atîtea familii de soluții corespunzătoare pentru φ_1, φ_2, φ_3, φ_4

scoase prin rezolvarea sistemelor de soluții găsite pentru ψ, χ, σ, τ. În total în aceste familii de soluții intră 6^4 constante arbitrare.

Observare. Dacă matricea M se scrie ca o matrice linie de ordinul (1,4) atunci în (5) trebuie scris produsul permutat $4M\Phi$. Atunci pentru soluționare matricele operator vor fi matrice coloană de ordin (4,1) și se va opera cu ele prin multiplicarea la dreapta.

Ecuația funcțională matricială (5) poate fi soluționată și în alte ipoteze relativ la matricele $M(u, v)$ și $\Phi(\lambda, \mu)$, (de exemplu matrici pătratice sau triunghiulare), ceea ce vom face în altă comunicare.

BIBLIOGRAFIE

1. Aczél, J., Uspehi matematiceschih nauc, 1956, tom. XI, fasc. 3 (69), p. 1—68. (Vezi bibliografie).
2. Ghermănescu, M., *Ecuații funcționale*, 1960, Ed. Acad. R.P.R., București, Cap. IV și bibliografia.
3. Ionescu, D. V., Bul. secț. șt. Acad. Rom. 1947, t. XXX, nr. 5, p. 264—269.

МАТРИЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ТИПА ФУНКЦИОНАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ Д'АЛЛЕМБЕРТ

(РЕЗЮМЕ)

Автор указывает как можно привести матрициальное функциональное уравнение (5) к функциональному уравнению (1) Д'Аллемберт—Д. В. Ионеску, а также и общее решение матрициального уравнения (5).

UNE ÉQUATION FONCTIONNELLE MATRICIELLE DE TYPE DE L'ÉQUATION FONCTIONNELLE DE D'ALEMBERT

(RÉSUMÉ)

L'auteur montre comme on reduit l'equation fonctionelle matricielle (5) à l'equation fonctionnelle (1) de D'Alembert — D. V. Ionescu et donc comme on trouve la solution générale de l'équation fonctionnelle matricielle (5).

CONTRIBUȚII PRIVIND ECUAȚIA FUNCȚIONALĂ A LUI POINSOT-POMPEIU

DE

ȘT. TÖLGYI

Lucrare comunicată în sesiunea științifică a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961.

Poinsot a dat o ecuație funcțională pentru aflarea centrului de greutate al unui triunghi omogen :

$$f(x)=\frac{1}{2}f\left(\frac{x}{2}\right)+\frac{x}{4},$$

în care x este înălțimea triunghiului, iar $f(x)$ este distanța centrului de greutate de la bază.

Soluția particulară a acestei ecuații funcționale : $f(x)=\frac{x}{3}$, dată de Poinsot a fost completată de către D. Pompeiu, care printr-o metodă originală a dat soluția generală a acestei ecuații :

$$f(x)=\frac{B}{x}+\frac{x}{3},$$

în care B este o constantă arbitrară.

In lucrarea de mai jos generalizăm atît ecuația funcțională cît și metoda lui D. Pompeiu. Dăm apoi cîteva exemple, din care rezultă că diferite probleme de centre de greutate ne conduc la ecuațiile funcționale considerate și rezolvate.

I. ECUAȚIA $f(x)=\frac{1}{m}f\left(\frac{x}{m}\right)+\frac{x}{n}$ (1)

Din această clasă de ecuații face parte și ecuația Poinsot-Pompeiu, pentru $m=2$, $n=4$.

Înmulțim ecuația (1) cu x :

$$xf(x)=\frac{x}{m}f\left(\frac{x}{m}\right)+\frac{x^2}{n}. \tag{2}$$

Descompunem termenul $\frac{x^2}{n}$:

$$\frac{x^2}{n}=a\frac{x^2}{m^2}-bx^2,$$

astfel ca $a=b$. Rezultă :

$$a=b=\frac{m^2}{n(1-m^2)}. \tag{3}$$

Înlocuind în (2):

$$xf(x)=\frac{x}{m}f\left(\frac{x}{m}\right)-\frac{m^2}{n(1-m^2)}x^2+\frac{m^2}{n(1-m^2)}\frac{x^2}{m^2}$$

sau

$$xf(x)+\frac{m^2}{n(1-m^2)}x^2=\frac{x}{m}f\left(\frac{x}{m}\right)+\frac{m^2}{n(1-m^2)}\frac{x^2}{m^2}.$$

Dînd factor comun în membrul întîi și în membrul al doilea pe x respectiv pe $\frac{x}{m}$, obținem o formulă de recurență:

$$x\left[f(x)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}x\right]=\frac{x}{m}\left[f\left(\frac{x}{m}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^2}\right]. \tag{4}$$

Aplicînd succesiv această formulă de recurență putem scrie:

$$\frac{x}{m}\left[f\left(\frac{x}{m}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m}\right]=\frac{x}{m^2}\left[f\left(\frac{x}{m^2}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^2}\right]$$

$$\frac{x}{m^2}\left[f\left(\frac{x}{m^2}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^2}\right]=\frac{x}{m^3}\left[f\left(\frac{x}{m^3}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^3}\right]$$

. . . . . .

$$\frac{x}{m^{\alpha-1}}\left[f\left(\frac{x}{m^{\alpha-1}}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^{\alpha-1}}\right]=\frac{x}{m^{\alpha}}\left[f\left(\frac{x}{m^{\alpha}}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^{\alpha}}\right].$$

Prin înmulțire rezultă:

$$x\left[f(x)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}x\right]=\frac{x}{m^{\alpha}}\left[f\left(\frac{x}{m^{\alpha}}\right)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}\frac{x}{m^{\alpha}}\right]. \tag{5}$$

Dacă presupunem că $|m|>1$, atunci $\frac{x}{m^{\alpha}}\to 0$ cînd $\alpha\to\infty$ și ipoteza existenței limitei ne dă:

$$\lim\frac{x}{m^{\alpha}}f\left(\frac{x}{m^{\alpha}}\right)=C,$$

rezultă:

$$x\left[f(x)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}x\right]=C,$$

de unde:

$$f(x)=\frac{C}{x}+\frac{m^2}{n(m^2-1)}x \tag{6}$$

este soluția generală a ecuației (1), în ipoteza că $x\neq 0$. Pentru ca $f(x)$ să fie continuă în punctul $x=0$, este necesar și suficient ca $C=0$.

Soluția aceasta este valabilă și în cazul $|m|<1$ din cauza reversibilității formulei de recurență (5). Într-adevăr punînd în cazul $|m|<1 : \frac{x}{m^\alpha}=y$, adică $x=ym$, rezută recurența :

$$y\left[f(y)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}y\right]=m^\alpha y\left[f(m^\alpha y)-\frac{m^2}{n(m^2-1)}m^\alpha y\right] \qquad (5')$$

în care dacă $\alpha\to\infty$, $m^\alpha y\to 0$ și $m^\alpha y f(m^\alpha y)\to C$ și obținem aceeași soluție (6). Este exclus cazul $m=\pm 1$.

În cazul $m=\pm 1$, ecuația (1) devine imposibilă : $f(x)=\pm f(\pm x)+\frac{x}{n}$ sau $f(x)\mp f(\pm x)=\frac{x}{n}$.

Observație. Ecuația (1) se mai poate scrie sub forma : $f(x)=af(ax)+bx$, în care $|a|\neq 1$ și b=real oarecare. În acest caz soluția se scrie :

$$f(x)=\frac{C}{x}+\frac{b}{1-a^2}x.$$

II. ECUAȚIA $f(x)=f\left(\frac{x}{m}\right)+\frac{x}{n}$

Aducem ecuația aceasta la *forma recurentă* :

$$f(x)+ax=f\left(\frac{x}{m}\right)+a\frac{x}{m}.$$

Pentru aceasta descompunem pe $\frac{x}{n}$ astfel : $\frac{x}{n}=a\frac{x}{m}-ax$, din care rezultă : $a=\frac{m}{n(1-m)}$. Înlocuind în (2) avem forma recurentă :

$$f(x)-\frac{m}{n(m-1)}x=f\left(\frac{x}{m}\right)-\frac{m}{n(m-1)}\frac{x}{m}. \qquad (2')$$

Din această formă recurentă rezultă apoi :

$$f(x)-\frac{m}{n(m-1)}x=f\left(\frac{x}{m^\alpha}\right)-\frac{m}{n(m-1)}\frac{x}{m^\alpha}. \qquad (3)$$

Trecînd la limită, cînd $\alpha\to\infty$ în ipoteza că $|m|>1$, $\frac{x}{m^\alpha}\to 0$ și notînd $\lim f\left(\frac{x}{m^\alpha}\right)=K$, rezultă :

$$f(x)=\frac{m}{n(m-1)}x+K \qquad (4)$$

valabilă pentru orice $|m|\neq 1$, ceea ce se poate arăta la fel ca și în cazul precedent I.

Observaţie. Ecuaţia II (1) se poate scrie şi ea sub forma:

$$f(x)=f(ax)+bx,$$

soluţia ei fiind în acest caz de forma:

$$f(x)=\frac{b}{1-a}x+K, \tag{4'}$$

în care $|a|\neq 1$.

III. ECUAŢIA $f(x)=\frac{1}{m}f\left(\frac{x}{n}\right)+\frac{x}{p}$ (1)

Această ecuaţie conţine drept cazuri particulare ecuaţiile I (1) şi II (1). În acest caz apare o formă recurentă „ponderată“:

$$x\left[f(x)-\frac{mn}{p(mn-1)}x\right]=\left(\frac{n}{m}\right)\frac{x}{n}\left[f\left(\frac{x}{n}\right)-\frac{mn}{p(mn-1)}\frac{x}{n}\right]. \tag{2}$$

De aici prin recurenţă „ponderată“:

$$x\left[f(x)-\frac{mn}{p(mn-1)}x\right]=\left(\frac{n}{m}\right)^{\alpha}\frac{x}{n^{\alpha}}\left[f\left(\frac{x}{n^{\alpha}}\right)-\frac{mn}{p(mn-1)}\frac{x}{n^{\alpha}}\right]. \tag{3}$$

Făcînd pe $\alpha\to\infty$; $\frac{x}{m^{\alpha}}f\left(\frac{x}{n^{\alpha}}\right)$ nu are în general o limită şi deci (1) nu are o soluţie generală.

Să arătăm că ecuaţia (1) admite întotdeauna o soluţie particulară de forma: $f_0(x)=\alpha x$, pe care să o determinăm. Înlocuind şi identificînd $\alpha x=\frac{1}{m}\alpha\frac{x}{n}+\frac{x}{p}$, rezultă: $\alpha=\frac{mn}{p(mn-1)}$ şi deci soluţia particulară este:

$$f_0(x)=\frac{mn}{p(mn-1)}x. \tag{4}$$

Făcînd substituţia:

$$f(x)=f_0(x)+\varphi(x) \tag{5}$$

ecuaţia (1) se reduce la:

$$\varphi(x)=\frac{1}{m}\varphi\left(\frac{x}{n}\right) \tag{6}$$

care nu admite soluţii.

IV. CITEVA EXEMPLE DE CENTRE DE GREUTATE CALCULATE CU ECUAȚIILE FUNCȚIONALE II ȘI III

1°. Paralelogramul omogen

Notînd cu x înălțimea și cu S aria paralelogramului, facem împărțirea din fig. 1.

Fie $f(x)$ distanța centrului de greutate de la bază. Avem:

$$Sf(x)=2\frac{S}{4}f\left(\frac{x}{2}\right)+\frac{S}{2}\left[\frac{x}{2}+f\left(\frac{x}{2}\right)\right],$$

din care rezultă ecuația:

$$f(x)=f\left(\frac{x}{2}\right)+\frac{x}{4},$$

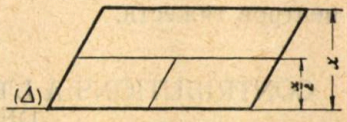


Fig. 1.

de tipul II (1) avînd $m=2$ și $n=4$; soluția ei conform formulei II (4) este:

$$f(x)=\frac{1}{2}x+K.$$

2°. Hexagonul regulat omogen

Considerînd diviziunea din fig. 2 putem scrie:

$$Sf(x)=\frac{S}{4}f\left(\frac{x}{2}\right)+\frac{S}{4}\left[\frac{x}{4}+f\left(\frac{x}{2}\right)\right]+$$

$$+\frac{S}{4}\left[\frac{x}{2}+f\left(\frac{x}{2}\right)\right]+\frac{S}{12}\left[\frac{x}{8}+\frac{x}{2}+\frac{7x}{8}\right]$$

din care rezultă ecuația:

$$f(x)=\frac{3}{4}f\left(\frac{x}{2}\right)+\frac{5x}{16},$$

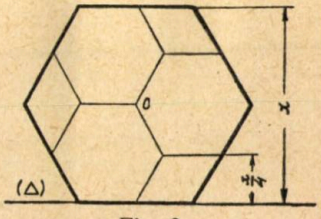


Fig. 2.

de tipul III (1) avînd $m=\frac{4}{3}$, $n=2$ și $p=\frac{16}{5}$, și deci admite soluția particulară:

$$f_0(x)=\frac{mn}{p(mn-1)}x,$$

în cazul nostru:

$$f_0(x)=\frac{x}{2}.$$

BIBLIOGRAFIE

1. Pompeiu M. D., Bulletin de Mathematiques et de Phisique de l'ecole polytechnique Bucarest, 1936—37. VIII-eme annee, nr. 1, 2, 3, p. 3—5.
2. O. Onicescu. Sur l'emploi des methodes fonctionelles dans la mecanique, Bull. de Math. et de Phys. de l'Ecole Politechnique, Bucarest, vol, I, p. 33, 1929.
3. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Aplicarea unor ecuații funcționale în Mecanică, Bul. șt. și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, serie nouă, Tomul 4 (18), 1959, pag. 193.

О ФУНКЦИОНАЛЬНОМ УРАВНЕНИИ ПУАНСО-ПОМПЕЯ

(РЕЗЮМЕ)

Приводятся функциональные уравнения I (1), II (1) и III (1), применяемые при расчете центров тяжести плоских однородных фигур. Обобщая метод Д. Помпея, даются решения этих уравнений. Приводятся также два примера по применению этих уравнений для расчета центров тяжести.

CONTRIBUTIONS A L'ÉTUDE DE L'ÉQUATION FONCTIONNELLE DE POINSOT—POMPEIU

(RÉSUMÉ)

L'auteur considère les équations fonctionnelles I (1), II (1) et III (1), en constantant qu'elles peuvent être appliquées au calcul des centres de gravité des figures planes homogènes. Il résoud ces équations en généralisant la méthode de D. Pompeiu. Il présente deux exemples en appliquant ces équations au calcul des centres de gravité.

ASUPRA UNOR SISTEME DE ECUAȚII DIFERENȚIALE CU DERIVATE PARȚIALE

DE

N. T. STELMAȘUC

§ 1. NUMERE DUALE ȘI FUNCȚII DUALE

Considerăm numerele duale $a+b\varepsilon(\varepsilon^2=0)$ [1], unde a și b sînt numere reale sau în general complexe și determinăm modulul numărului dual prin egalitatea de formă :

$$|a+b\varepsilon| = \sqrt{|a|^2+|b|^2} \geqslant 0,$$

unde $|a| \leqslant |a+b\varepsilon|$; $|b| \leqslant |a+b\varepsilon|$ și pentru orice alte numere duale α și β avem $|\alpha\cdot\beta| \leqslant 2|\alpha|\cdot|\beta|$; (cu toate că unii autori definesc modulul numărului dual într-un alt fel [6]).

Fie $C^2(\mathcal{D})$ — clasa de funcții reale sau complexe continue, dublu diferențiale în raport cu x, y în domeniul $\mathcal{D}$. Fie apoi $C^2(d, \mathcal{D})$ — clasa funcțiilor duale de forma $F \equiv f+\varphi\varepsilon$, unde f, $\varphi \in C^2(\mathcal{D})$, și aceste funcții nu sînt în general analitice în raport cu x, y.

Domeniul $\mathcal{D}$ îl considerăm întotdeauna simplu conex.

§ 2. OPERAȚII DIFERENȚIALE

Fie p, $q \in C^2(\mathcal{D})$ și $p_x q_y + p_y q_x \neq 0$ în $\mathcal{D}$. Considerăm

$$P = p+q\varepsilon, \quad Q = q.$$

Avem

$$P_x Q_y - P_y Q_x = \delta.$$

Introducem operatorii diferențiali :

$$\left.\begin{aligned}
&1)\ \frac{\partial f}{\partial p} \equiv \frac{1}{\delta}(f_x q_y - f_y q_x); \quad \frac{\partial f}{\partial q} \equiv \frac{1}{\delta}(f_y p_x - f_x p_y)\\
&2)\ \frac{\partial f}{\partial P} \equiv \frac{1}{\delta}(Q_y f_x - Q_x f_y) = \frac{1}{\delta}(f_x q_y - f_y q_x) = \frac{\partial f}{\partial p}\\
&3)\ \frac{\partial f}{\partial Q} \equiv \frac{1}{\delta}(P_x f_y - P_y f_x) = \frac{1}{\delta}\{(p_x+\varepsilon q_x) f_y - (p_y+\varepsilon q_y) f_x\} = \frac{\partial f}{\partial q} - \frac{\partial f}{\partial p}\varepsilon
\end{aligned}\right\} \text{A}$$

unde f — funcție arbitrară din clasa $C^2(\mathcal{D})$ (chiar și reală) sau din clasa $C^2(d, \mathcal{D})$.

Operatorii diferențiali $\frac{\partial}{\partial P}$ și $\frac{\partial}{\partial Q}$ au următoarele proprietăți ușor verificabile:

1) $\frac{\partial Q}{\partial P}=0;\ \frac{\partial P}{\partial Q}=0;\ \frac{\partial P}{\partial P}=1;\ \frac{\partial Q}{\partial Q}=1,$

2) $\frac{\partial (uv)}{\partial P}=u\frac{\partial v}{\partial P}+v\frac{\partial u}{\partial P};\ \frac{\partial (uv)}{\partial Q}=u\frac{\partial v}{\partial Q}+v\frac{\partial u}{\partial Q},$

3) $\frac{\partial}{\partial P}(f+\varepsilon\varphi)=\frac{\partial f}{\partial p}+\varepsilon\frac{\partial \varphi}{\partial p};\ \frac{\partial}{\partial Q}(f+\varepsilon\varphi)=\frac{\partial f}{\partial q}-\varepsilon\left(\frac{\partial f}{\partial p}-\frac{\partial \varphi}{\partial q}\right).$

4. *Lema 1.*
Dacă în domeniul $\mathcal{D}$ avem simultan

$$\frac{\partial f}{\partial P}=0,\quad \frac{\partial f}{\partial Q}=0$$

atunci $f=$const. (Deoarece din (A) avem:

$$f_x=f_y=0 \text{ în } (\mathcal{D}).$$

Observăm că în cele ce urmează prin p, q, P, Q se notează numai funcțiile considerate aici.

§ 3. FUNCȚII DUALE MONOGENE

Vom scrie că $f(x, y)=f[p]$ în domeniul $\mathcal{D}$, dacă această funcție $f(x, y)$ este monogenă în raport cu $p(x, y)$ în sensul lui V. S. Fedorov [2], [3] în domeniul $\mathcal{D}$, adică dacă se găsește funcția de variabile x, y pe care o notăm prin $f'[p]$, ceea ce avem în domeniul dat:

$$f_x=f'[p]p_x;\quad f_y=f'[p]p_y \tag{1}$$

(din condiția $\delta\neq 0$ § 2 rezultă unicitatea funcției $f'[p]$ pentru funcțiile date f și p).

De exemplu, dar nu întotdeauna obligator, funcția $f[p]$ este o funcție analitică de variabilă complexă p. Analog notăm prin $F[P]$ pentru funcția duală $F(x, y)=f(x, y)+\varepsilon\varphi(x, y)$, unde $f, \varphi\in C^2(\mathcal{D})$, funcția duală monogenă în raport cu $P(x, y)=p(x, y)+\varepsilon q(x, y)$ (în sensul lui Fedorov). Cum se știe [3, pag. 959], criteriul de monogenitate a funcției F în raport cu P are forma

$$\begin{vmatrix} F_x & F_y \\ P_x & P_y \end{vmatrix}=0 \tag{2}$$

echivalent cu sistemul:

$$\begin{vmatrix} f_x & f_y \\ p_x & p_y \end{vmatrix}=0; \tag{3}$$

$$\begin{vmatrix} \varphi_x & f_y \\ q_x & p_y \end{vmatrix}+\begin{vmatrix} f_x & \varphi_y \\ p_x & q_y \end{vmatrix}=0. \tag{4}$$

Egalitatea (2) echivalează cu ecuația $\frac{\partial F}{\partial Q}=0$.

Egalitatea (3) exprimă monogenitatea lui f în raport cu p, și de aceea primim (1), și egalitatea (4) se reduce la forma :

$$\begin{vmatrix} \varphi_x & \varphi_y \\ p_x & p_y \end{vmatrix} + f'[p]\cdot\delta = 0$$

sau făcînd $H \equiv \varphi - f'[p]\cdot q$ — la forma :

$$\begin{vmatrix} H_x & H_y \\ p_x & p_y \end{vmatrix} = 0, \tag{5}$$

deoarece

$$\frac{\partial}{\partial x}(f'[p]p_y) = \frac{\partial}{\partial y}(f'[p]\cdot p_x)$$

de unde

$$H_x p_y - H_y p_x = \varphi_x p_y - \varphi_y p_x + f'[p]\delta.$$

In sfîrșit, egalitatea (5) exprimă monogenitatea H în raport cu p. Astfel :

$$F[P] = f[p] + \varepsilon\{f'[p]q + H[p]\}.$$

și se obțin următoarele teoreme :

Teorema 1.

Monogenitatea F în raport cu P în domeniul $\mathcal{D}$ este echivalentă cu egalitatea

$$\frac{\partial F}{\partial Q} = 0 \quad (x,\ y \in \mathcal{D}). \tag{6}$$

Teorema 2.

Monogenitatea F în raport cu P în domeniul $\mathcal{D}$ este echivalentă cu egalitatea :

$$\left.\begin{array}{l} F = f[p] + \varepsilon\{f'[p]q + H[p]\} \\ (F = f(x, y) + \varepsilon\varphi(x, y);\ \ x, y \in \mathcal{D}) \end{array}\right\}. \tag{7}$$

(Exemple de operatori diferențiali și funcții monogene în alte algebre, vezi de exemplu în [7], [8], [9].

Observația 1. Egalitatea (7) definește F monogenă în raport cu P pentru orice funcție complexă f și H, monogene în raport cu p, deoarece sînt satisfăcute, evident, egalitățile (3) și (5), deci (3) și (4), adică avem egalitatea (2).

Observația 2. Cazul extrem de particular al funcției (7) și anume funcțiile duale

$$f(u) + \varepsilon f'(u)v$$

unde u, v — variabile reale independent, iar $f(u)$ — funcția analitică reală de u, s-a întîlnit mai demult la unii cercetători de geometrie liniară și a fost denumit: funcții sinectice de variabilă dual ă $u+\varepsilon v$ [1, pag. 320]. Algebra dual ă asupra cîmpului numerelor complexe se folosește în hidrodinamica lichidelor vîscoase incompresibile [4, pag. 23—35].

O altă formă particulară a funcției (7) se află de exemplu în lucrarea lui I. A. Morev [5]. Funcțiile (7) apar în mod necesar în rezolvarea sistemelor diferențiale liniare (§ 5).

Observația 3. Dacă $f[p]$ și $H[p]$ — funcții analitice de p, atunci funcția dual ă F din (7) va fi analitică în raport cu P (cu coeficienți duali).

În adevăr, de exemplu în cazul dezvoltărilor:

$$f[p]=\sum_0^\infty a_k q^k; \quad H[p]=\sum_0^\infty b_k p^k$$

a_k, b_k=const. — numere complexe, $k=0, 1, \ldots$, obținem din (7)

$$F=f+\varepsilon\varphi=\sum_0^\infty (a_k+\varepsilon b_k)(p+\varepsilon q)^k.$$

Apoi observăm că egalitățile (3) și (4) se pot scrie conform ((A), 1) sub forma:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial q}&=0 \\ \frac{\partial f}{\partial p}-\frac{\partial \varphi}{\partial q}&=0 \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

de unde rezultă:

Teorema 3.

Sistemul (8) este echivalent monogenității funcției $F(x, y)=f(x, y)+\varepsilon\varphi(x, y)$ în raport cu $P=p(x, y)+\varepsilon q(x, y)$.

Observația 4. Astfel soluția generală a sistemului (8) are forma (7), unde f, H — funcții complexe arbitrare, monogene în raport cu p.

§ 4. DESPRE TRANSFORMAREA UNUI SISTEM CU DERIVATE PARȚIALE

Teorema 4.

Sistemul cu funcțiile necunoscute f, φ:

$$\left.\begin{aligned} f_x&=A_1\varphi_x+A_2\varphi_y+T_1 f+\theta_1\varphi+E_1 \\ f_y&=A_3\varphi_x+A_4\varphi_y+T_2 f+\theta_2\varphi+E_2 \\ &\Big(\sum_1^4 |A_k| \neq 0\Big) \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

unde $f,\ \varphi \in C^2(\mathcal{D})$; $A_k,\ T_j,\ \theta_j,\ E_j \in C^j(\mathcal{D})$; $k=1,\ \ldots\ 4$; $j=1,\ 2,$ se reduce la forma

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial p}-\frac{\partial \varphi}{\partial q}&=a_1 f+b_1\varphi+\Phi_1 \\ \frac{\partial f}{\partial q}&=a_2 f+b_2\varphi+\Phi_2 \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

($a_k,\ b_k,\ \Phi_k,\ (p, q)$ — funcţii cunoscute din clasa $C^1(\mathcal{D})$, $C^2(\mathcal{D})$ cu următoarea condiţie necesară şi suficientă :

$$A_1=-A_4$$

$$\begin{vmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{vmatrix}=0. \tag{11}$$

Necesitate. Considerînd în sistemul (10)

$$\frac{\partial f}{\partial p}\equiv\frac{1}{\delta}(f_x q_y-f_y q_x);\qquad \frac{\partial f}{\partial q}\equiv\frac{1}{\delta}(f_y p_x-f_x p_y);$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial q}\equiv\frac{1}{\delta}(\varphi_y p_x-\varphi_x p_y);\qquad \delta\equiv(p_x q_y-p_y q_x)\neq 0$$

ajungem la sistemul (9), unde

$$\left.\begin{aligned} A_1&=-\frac{p_x p_y}{\delta};\qquad A_2=\frac{p_x^2}{\delta} \\ A_3&=-\frac{p_y^2}{\delta};\qquad A_4=\frac{p_x p_y}{\delta}=-A_1 \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

$$\left.\begin{aligned} T_1&\equiv a_1 p_x+a_2 q_x;\qquad T_2\equiv a_1 p_y+a_2 q_y \\ E_1&\equiv \Phi_1 p_x+\Phi_2 q_x;\qquad E_2\equiv \Phi_1 p_y+\Phi_2 q_y \\ \theta_1&\equiv b_1 p_x+b_2 q_x;\qquad \theta_2=b_1 p_y+b_2 q_y. \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

Din (12) formăm sistemul

$$\left.\begin{aligned} -p_x+0\cdot p_y+A_1 q_x+A_2 q_y&=0 \\ 0\cdot p_x-p_y+A_3 q_x+A_4 q_y&=0 \\ A_1 p_x+A_2 p_y+0\cdot q_x+0\cdot q_y&=0 \\ A_3 p_x+A_4 p_y+0\cdot q_x+0\cdot q_y&=0 \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Pentru a rezolva sistemul (14) în raport cu p_x, p_y, q_x, q_y, ($\delta \neq 0$) trebuie să avem:

$$\Delta_0 = \begin{vmatrix} -1 & 0 & A_1 & A_2 \\ 0 & -1 & A_3 & A_4 \\ A_1 & A_2 & 0 & 0 \\ A_3 & A_4 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0. \tag{15}$$

Rezolvînd determinantul și ținînd seama că $A_1 = -A_4$ avem:

$$(A_1A_4 - A_2A_3)^2 = 0$$

adică

$$\begin{vmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{vmatrix} = 0$$

și necesitatea condiției este demonstrată.

Suficiență. Fie acum sistemul (9), în care A_k, θ_j, T_j, E_j, ($k = 1, \ldots 4$; $j = 1, 2$) funcții din clasa $C^1(\mathcal{D})$ pentru care are loc condiția (11) în $\mathcal{D}$.

Punem problema studierii posibilității aducerii sistemului (9) la forma (10). Pentru aceasta, folosind (12) scriem sistemul

$$\left.\begin{aligned} p_x &= A_1q_x + A_2q_y \\ p_y &= A_3q_x + A_4q_y \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

și găsim funcția $q(x, y) \in C^2(\mathcal{D})$ ca o soluție particulară a ecuației

$$\frac{\partial}{\partial x}(A_3q_x + A_4q_y) = \frac{\partial}{\partial y}(A_1q_x + A_2q_y). \tag{17}$$

care a apărut ca o condiție de integrabilitate a sistemului (16).

În baza condițiilor (11) acesta este o ecuație de ordinul 2 de tip parabolic, dacă A_k sînt determinați.

Cum se știe, pentru coeficienți destul de netezi A_k ($k = 1, 2, 3, 4$), ca funcție de x, y, ecuația (17) are soluție de clasa $C^2(\mathcal{D})$, atunci din (16) găsim ușor funcția $p(x, y)$ și condițiile inițiale pentru funcțiile p și q se aleg așa fel ca să avem:

$$\delta \equiv p_xq_y - p_yq_x \neq 0.$$

Să arătăm acum că A_1, A_2, A_3 se exprimă prin p și q cu formula (12):

$$1^\circ. \quad p_x^2 = (A_1q_x + A_2q_y)^2 = |A_1^2 - A_2A_3| = A_2(A_2q_y^2 + 2A_1q_xq_y - A_3q_x^2) = A_2\delta,$$

adică

$$A_2 = \frac{p_x^2}{\delta}.$$

$$2°. \quad p_x p_y = (A_2 q_y + A_1 q_x)(A_4 q_y + A_3 q_x) = A_2 A_4 q_y^2 + A_2 A_3 q_x q_y +$$

$$+ A_2 A_3 q_x q_y + A_1 A_3 q_x^2 = -A_1 (A_2 q_y^2 + 2A_1 q_x q_y - A_3 q_x^2) = -A_1 \delta$$

adică

$$A_1 = -\frac{p_x p_y}{\delta}.$$

$$3°. \quad p_y^2 = A_4^2 q_y^2 + 2A_3 A_4 q_x q_y + A_3^2 q_x^2 = -A_2 A_3 q_y^2 - 2A_1 A_3 q_x q_y +$$

$$+ A_3^2 q_x^2 = -A_3 (A_2 q_y^2 + 2A_1 q_x q_y - A_3 q_x^2) = -A_3 \delta,$$

adică pentru A_1, A_2, A_3 au obținut expresia (12), ceea ce a fost de demonstrat.

Teorema 5.

În cazul $\mathcal{D} = \sigma^2$, unde $\mathcal{D} = B_1 B_4 - B_2 B_3$; $\sigma = \frac{1}{2}(B_1 + B_4)$ sistemul de funcții căutate u, v de forma

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} &= B_1 \frac{\partial v}{\partial x} + B_2 \frac{\partial v}{\partial y} + M_1 u + N_1 v + F_1 \\ \frac{\partial u}{\partial y} &= B_3 \frac{\partial v}{\partial x} + B_4 \frac{\partial v}{\partial y} + M_2 u + N_2 v + F_2 \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

unde $u, v \in C^2(\mathcal{D})$; M_j, N_j, $F_j \in C^1(\mathcal{D})$, $(k = 1, \ldots 4,\ j = 1, 2)$ se reduce la sistemul (10) prin substituția liniară :

$$u = f + \sigma\varphi$$
$$v = \varphi .$$

Demonstrația:
Considerăm în sistemul (18)

$$u = f + \sigma\varphi$$
$$v = \varphi .$$

Atunci (18) devine

$$\left.\begin{aligned} f_x &= (B_1 - \sigma)\varphi_x + B_2 \varphi_y + \ldots \\ f_y &= B_3 \varphi_x + (B_4 - \sigma)\varphi_y + \ldots \end{aligned}\right\}$$

Avem

$$\begin{vmatrix} B_1 - \sigma & B_3 \\ B_2 & B_4 - \sigma \end{vmatrix} = \mathcal{D} - \sigma^2 = 0$$

deoarece conform condiției $\mathcal{D} = \sigma^2$. Apoi $B_1 - \sigma + B_4 - \sigma = 0$. Deoarece sistemul (18) se reduce la forma (9) unde :

$$A_1 = -A_4 ; \quad \begin{vmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{vmatrix} = 0$$

iar ultimul, conform teoremei 4, se reduce la (10). Teorema este demonstrată. Metoda generală pentru rezolvarea sistemului (10) se va expune într-o lucrare separată, aici vom rezolva doar o clasă a acestor sisteme (§ 5).

§ 5. O CLASĂ DE SISTEME (10)

Se dă un sistem de funcții complexe necunoscute f și φ:

$$\left.\begin{aligned} f_x &= \alpha\frac{t_x t_y}{t_y - t_x}\varphi_x - \alpha\frac{t_x^2}{t_y - t_x}\varphi_y + M_1 f + N_1\varphi \\ f_y &= \alpha\frac{t_y^2}{t_y - t_x}\varphi_x - \alpha\frac{t_x t_y}{t_y - t_x}\varphi_y + M_2 f + N_2\varphi \end{aligned}\right\} \quad (a)$$

unde

$$\begin{aligned} &\alpha = 1 + 2it \\ &M_1 = a\beta - \alpha[a(x+y) + \beta b]t_x \\ &N_1 = -\alpha\beta a t_x \\ &M_2 = a\beta - \alpha[a(x+y) + \beta b]t_y \\ &N_2 = -\alpha\beta a t_y \\ &\beta = t + it^2; \quad a, b = \text{const.} \end{aligned}$$

$t = t(x, y)$ — funcție reală neanalitică de x, y; $t \in C^2(\mathcal{D})$.

Aplicînd metoda din § 4 pentru transformarea sistemului, obținem:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial p} - \frac{\partial \varphi}{\partial q} &= -(aq + bp)f - ap\varphi \\ \frac{\partial f}{\partial q} &= apf. \end{aligned}\right\} \quad (b)$$

$q = x + y$ — soluție particulară a ecuației (17); $p = t + it^2$ — soluție particulară a ecuației (16).

Sistemul (b) se mai poate scrie:

$$\frac{\partial F}{\partial Q} = (a + b\varepsilon)PF \quad \text{unde} \quad F = f + \varepsilon\varphi,\ P = p + \varepsilon q,\ q = Q \ (\S\ 2).$$

Fie $u = e^{(a+b\varepsilon)PQ}$.

Facem $\frac{F}{u} = v$, de unde $F = uv$

$$v\left[\frac{\partial u}{\partial Q} - (a + b\varepsilon)Pu\right] + u\frac{\partial v}{\partial Q} = 0$$

$$\frac{\partial v}{\partial Q}=0, \quad v=\Phi[P] \quad (v \text{ — arbitrar monogen în raport cu } P)$$

$$F=\Phi[P]\, e^{(a+b\varepsilon)PQ}$$

dar

$$\Phi[P]=\theta[p]+\varepsilon\{\theta'[p]q+H[p]\}, \quad (\S\ 3)$$

și atunci

$$f=\theta[p]\, e^{apq}$$

$$\varphi=\theta[p]\, q\,[aq+bp]\, e^{apq}+\{\theta'[p]q+H[p]\}\, e^{apq}.$$

va fi soluția generală a sistemului (a).

Aici $\theta[p]$ ($H[p]$) este sau o funcție analitică în raport cu p, sau continuă diferențiabilă în raport cu variabila t.

Se verifică ușor că în ambele cazuri $\theta[p](H[p])$ va fi monogenă în raport cu p($\S$ 3).

BIBLIOGRAFIE

1. V. Blaşke, *Geometrie diferențială*, M.L. 1935.
2. V. S. Feodorov, Proprietățile de bază ale funcțiilor monogene. Ivz, vîsşih ucebnih zav. Matematica nr. 6 (7) pag. 257—265, 1958.
3. Gr. C. Moisil, Asupra unei generalizări a ideii de monogenitate datorită lui V. S. Feodorov. Bul. ştiinț. Acad. R.P.R., Seria I, I.N. 10 pp 595—964. 1949.
4. Gr. C. Moisil, Metoda funcțiilor de variabilă ipercomplexă în indromecanica plană. Studii şi cercetări matematice, I, pp 9—39, 1950.
5. I. A. Morev, Despre o generalizare a noțiunii de funcție monogenă. Matem. sb. vol 42 (84), pag. 197—206, 1957.
6. I. M. Iaglom, *Numerele complexe şi aplicațiile lor în geometrie*. Matem. prosveşcenie, ed. 6, pag. 67—70, 1961.
7. O. E. Gheorghiu, Extensiuni ale monogeneității lui V. S. Feodorov, Comunic. Acad. R.P.R., 2, nr. 11—12 (1952), 673—676.
8. O. E. Gherghiu, Asupra funcțiilor nemonogene de variabilă ipercomplexă $\omega=x+\theta y+\theta^2 z$, Buletinul ştiințific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara (1956).
9. O. E. Gheorghiu, Sur les fonctions hypercomplexes de plusieurs variables monogénes au sens de V. S. Feodorow. Bull. Math. de la Soc. Math. Phys. de la R.P.R. Tome 1 (49), nr. 4, 1957.

О НЕКОТОРЫХ ЛИНЕЙНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ В ЧАСТНЫХ ПРОИЗВОДНЫХ

(РЕЗЮМЕ)

Автор определяет дифференциальные операторы (A), пользуясь комплекснозначными функциями двух действительных переменных x, y; изучает основные свойства моногенных функций и все это применяет к преобразованиям систем (9) и (18) к каноническому виду (10). Последняя система решается для одного случая (пар. 5). Каноническая

система (10) имеет связь с системой, выражающей признак моногенности дуальной функции, в чем состоит ее новизна.

Решение этой системы в случае указанном в 5-ом пар., показывает пользу дуальных дифференциальных операторов и дуальных моногенных функций.

SUR CERTAINS SYSTÈMES D'ÉQUATIONS LINÉAIRES AUX DÉRIVÉES PARTIELLES

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail l'auteur définit les opérateurs différentiels (A), en utilisant des fonctions complexes et duales de deux variables réelles x, y; il étudie les propriétés fondamentales des fonctions duales monogènes et il les applique à la réduction des systèmes (9) et (18) à la forme canonique (10). Le dernier système est résolu dans un cas (§ 5). Le système canonique (10) est en relation avec le système qui exprime le critérium de monogénéité des fonctions duales.

La résolution du système (10) dans le cas indiqué en § 5, met en évidence l'utilité des opérateurs différentiels introduits et des fonctions monogènes duales.

STUDIUL FORMĂRII CROMATULUI DE BISMUTIL ÎN SOLUȚIE

DE

C. DRĂGULESCU și D. LAZĂR-JUCU

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1962.

Cele dintîi cercetări asupra reacției dintre nitratul de bismut și bicromatul de potasiu le-a făcut în 1856 Pearson [1], obținînd cromatul de bismut, căruia i-a atribuit formula $Bi_2O_3 \cdot CrO_3$. Numărul cromaților de bismut a crescut repede prin noi termeni ai unei serii de compuși ce se obțin, în general, de la nitratul de bismut cu cromați și bicromați alcalini în variate condiții de concentrații și mai ales de aciditate a mediului de reacție. P. Godfrin [2] a elucidat condițiile în care se pot izola și prepara sub formă de compuși bine definiți, reprezentanții acestui grup de substanțe:

cromatul de bismut $Bi_2(CrO_4)_3 \cdot 3{,}5\ H_2O$,

cromtul de bismutil $(BiO)_2CrO_4$,

cromatul acid de bismutil $H(BiO)CrO_4$ și bicromatul de bismutil $(BiO)_2Cr_2O_7$,

bicromatul acid de bismutil $H(BiO)Cr_2O_7$ și hidrații săi cu 4 respectiv $5H_2O$,

tricromatul de bismutil $(BiO)_2Cr_3O_{10} \cdot H_2O$,

tetracromatul de bismutil $(BiO)_2Cr_4O_{13}$,

cromatul bazic $2[(BiO)_2CrO_4]\ Bi_2O_3$.

Aceștia se caracterizează mai ales prin aspectul cristalin, culoare, luciul, și duritatea cristalelor ca și prin stabilitatea lor relativă.

Pe lîngă acești compuși în literatură se mai consemnează cîțiva cromați bazici, cromați dubli de bismut și potasiu și cromați dubli de bismutil și potasiu [3].

În prezenta lucrare urmărim conductometric reacțiile dintre nitratul de bismut și ionul cromic respectiv bicromic, în vederea precizării modului de formare și stabilității în soluție a unora din compușii descriși în literatură.

Titrările conductometrice s-au făcut în dispozitivul clasic al punții cu fir, cu soluții apoase de $Bi(NO_3)_3$ în manită și soluții de cromat respectiv bicromat de potasiu, realizate din substanță pro anal. Merck. Concentrațiile lor au fost verificate prin dozări gravimetrice.

a) TITRAREA NITRATULUI DE BISMUT CU CROMAT DE POTASIU

S-au titrat conductometric soluții de $Bi(NO_3)_3$ în apă cu manită (raportul manita : bismut>1), de concentrații inițiale cuprinse între 0,05 m ... ... 0,005 m.

Tabela 1 și fig. 1 înfățișează titrarea unei soluții 0,02 m de $Bi(NO_3)_3$.

De la primele porțiuni de reactiv — cromat de potasiu — adăugate se formează un precipitat galben, greu, care se depune ușor.

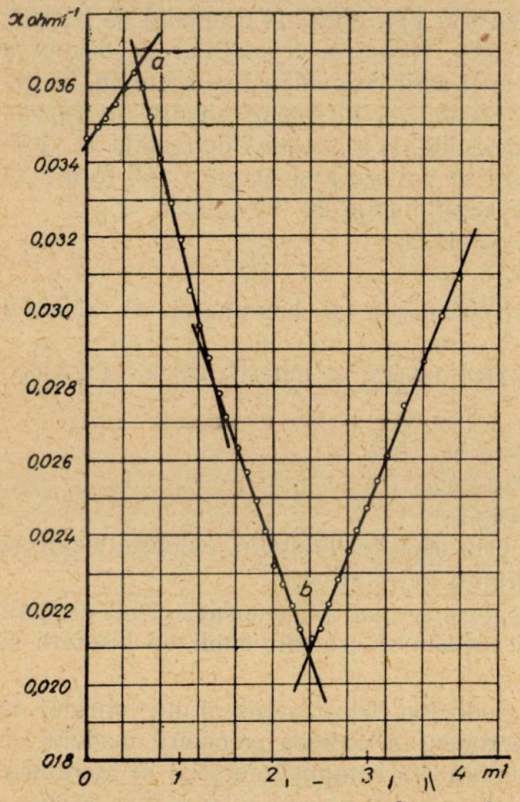


Fig. 1. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 1CrO_4^{2-}$, *a*) calc. 0,552 ml ; găsit 0,55 ml. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 5CrO_4^{2-}$, *b*) calc. 2,76 ml ; găsit 2,40 ml.

Tabela 1

11 ml soluție $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m, se titrează cu K_2CrO_4 0,2553 m. R=26 ohmi

V ml	*a* mm	x în ohmi^{-1}
0	526,5	0,03467
0,1	524	0,03494
0,2	522	0,03522
0,3	519,5	0,03558
0,4	516,5	0,03600
0,5	514	0,03638
0,6	517	0,03602
0,7	522	0,03522
0,8	530,5	0,03412
0,9	538,5	0,03296
1,0	546,5	0,03192
1,1	557,5	0,03053
1,2	564,5	0,02967
1,3	572,5	0,02872
1,4	580,5	0,02779
1,5	586,5	0,02712
1,6	593,5	0,02634
1,7	599,5	0,02570
1,8	607,5	0,02490
1,9	615	0,02408
2,0	622,5	0,02322
2,1	629	0,02268
2,2	635,5	0,02206
2,3	641,5	0,02145
2,4	644,5	0,02121
2,5	641,5	0,02149
2,6	634,5	0,02216
2,7	627,5	0,02283
2,8	620,5	0,02353
2,9	614,5	0,02413
3,0	609	0,02469
3,1	601,5	0,02548
3,2	596	0,02607
3,4	584,5	0,02741
3,6	573,5	0,02860
3,8	563	0,02985
4,0	555	0,03084

Pe diagrama titrării se observă, pregnante, două coturi, unul *a* corespunzător raportului $2Bi^{3+} : 1CrO_4^{2-}$, iar celălalt *b* pentru raportul molar $2Bi^{3+} : 5CrO_4^{2-}$. Primul cot marchează îndeplinirea reacției

$$2([OBi^{Poliol}_{NO_3}] + 2HNO_3) + K_2CrO_4 \rightarrow (BiO)_2CrO_4 + 4HNO_3 + 2KNO_3$$

iar al doilea reprezintă echivalența în reacția de neutralizare a acidului azotic care a apărut prin hidroliză în prima fază a titrării

$$(BiO)_2CrO_4 + 4HNO_3 + 4K_2CrO_4 = (BiO)_2CrO_4 + 2K_2Cr_2O_7 + 4KNO_3 + 2H_2O$$

În titrare apare, așadar, numai cromatul de bismutil, care precipită complet pînă la primul cot, în continuare neutralizarea soluției nu modifică cromatul de bismutil format.

Reacția soluției este acidă în tot timpul titrării pînă la al doilea cot. *p*H-ul la început 2, devine 4 după primul cot și păstrează această valoare pînă la al doilea. Excesul de reactiv determină *p*H aproximativ 7.

Variațiile de concentrație ale soluțiilor de titrat între limitele la care am lucrat (0,005 m ... 0,05 m) și de asemenea adăugarea de alcool (pînă la 20%) sau acetonă (30—40%) nu produc modificări ale diagramelor de titrare sau ale naturii compușilor ce se formează (fig. 2).

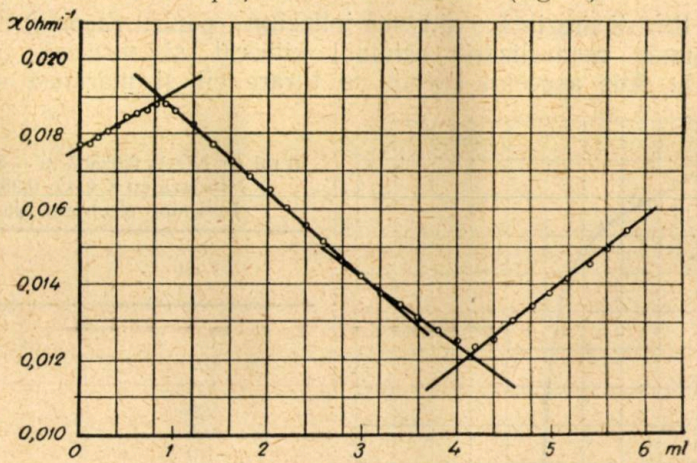


Fig. 2. 19 ml $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m + 10 ml acetonă se titrează cu K_2CrO_4 0,2553 m. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 1CrO_4^{2-}$; *a*) calc. 0,95 ml; găsit 0,9 ml. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 5CrO_4^{2-}$; *b*) calc. 4,78 ml; găsit 4,16 ml.

Tabela 2 cuprinde datele cîtorva titrări analoge cu cea din fig. 1 la mai multe concentrații și care prezintă aceleași caracteristici.

Raporturile de titrare și compusul format în titrările nitratului de bismut cu cromat se confirmă și potențiometric, la aceleași concentrații la care s-au făcut titrările conductometrice în mediu apos, în mediu de apă cu alcool și de apă cu acetonă. Tabela 3 și fig. 3 reprezintă titrarea potențiometrică a unei soluții de $Bi(NO_3)_3$ 0,008 m cu electrod de sticlă ca electrod indicator.

Tabela 2

Titrări de $Bi(NO_3)_3$ în manită cu cromat de potasiu 0,2553 m

	Soluția de titrat		Volum de reactiv			
	$Bi(NO_3)_3$	conc. m	pentru raportul 2Bi : $1CrO_4$		pentru 2Bi : $5CrO_4$	
			găsit	calculat	găsit	calculat
1	30 ml	0,05132	2,96 ml	3,01 ml	13,70 ml	15,07
2	20 ml + 10 ml apă	0,03421	1,99	2,01	9,20	10,05
3	30 ml	0,02566	1,48	1,50	6,75	7,53
4	25 ml + 5 ml apă	0,02138	1,23	1,25	5,54	6,28
5	12 ml + 18 ml apă	0,01026	0,57	0,60	2,78	3,01
6	6 ml + 24 ml apă	0,00513	0,26	0,30	1,35	1,50

Diagrama titrării prezintă o singură inflexiune, pentru raportul 2Bi : $5CrO_4$ ce corespunde neutralizării acidului eliberat și formării compusului $(BiO)_2CrO_4$. Atît aspectul curbei de titrare cît și mărimea saltului de

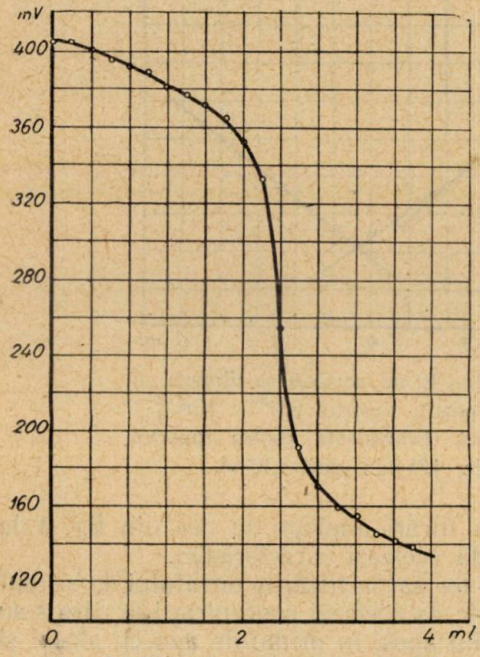


Fig. 3. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 5CrO_4^{2-}$, calc. 2,51 ml ; găsit 2,4 ml.

Tabela 3

10 ml $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m + 30 ml apă se titrează cu K_2CrO_4 0,2553 m. Indicator electrodul de sticlă

V ml	mV
0	405
0,2	405
0,4	400
0,6	395
0,8	392
1,0	388
1,2	380
1,4	376
1,6	372
1,8	364
2,0	352
2,2	332
2,4	255
2,6	190
2,8	170
3,0	160
3,2	155
3,4	145
3,6	142
3,8	138
4,0	134

potențial la inflexiune sînt proprii neutralizării acidului azotic produs prin hidroliza nitratului de bismut.

Faptul că inflexiunea curbei de titrare potențiometrică apare înainte de punctul de echivalență al neautralizării HNO_3 se datorește bicromatului de potasiu care se formează în mediu acid. Diferența dintre punctul de echivalență și cel de inflexiune, respectiv cotul de titrare, este mai mare la titrările conductometrice decît la cele potențiometrice, pentru aceleași concentrații. În cazul titrărilor conductometrice abaterea echivalenței pentru cotul *b* de la valoarea calculată este cu atît mai mare cu cît soluția de titrat este mai concentrată.

b) TITRAREA CROMATULUI DE POTASIU CU NITRAT DE BISMUT

În titrările de K_2CrO_4 cu azotat de bismut, se formează un precipitat de la primele porțiuni de reactiv adăugat, iar conductibilitatea soluției scade cu încetul pînă în dreptul cotului pronunțat ce apare la atingerea raportului $5CrO_4^{2-} : 2Bi^{3+}$, care caracterizează compusul $(BiO)_2CrO_4$ format și neutralizarea acidului azotic rezultat din hidroliza sării de bismut. După cotul curbei de titrare conductibilitatea crește mult. Aciditatea soluției variază în timpul titrării de la *p*H=7—6 pînă la *p*H=5 în dreptul cotului și apoi la *p*H=4—3 cînd reactivul este în exces. Tabela 4 și fig. 4 reprezintă o asemenea titrare la concentrația inițială 0,0025 m.

În mediu de acetonă (fig. 5), diagrama de titrare nu suferă schimbări, se observă același cot ca la titrările în soluție apoasă, corespunzător formării $(BiO)_2CrO_4$.

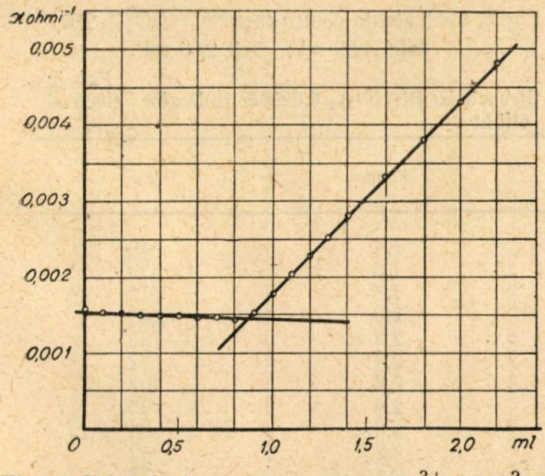


Fig. 4. Echivalența pentru raportul $2Bi^{3+} : 5CrO_4^{2-}$, calc. 0,836 ml ; găsit 0,86 ml.

Tabela 4

2,1 ml K_2CrO_4 0,02553 m+20 ml apă se titrează cu $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m

V ml	*a* mm	ϰ in ohmi^{-1}	
0	532	0,001599	R=550 ohmi
0,1	533,5	1590	
0,2	534	1586	
0,3	535	1580	
0,4	537	1568	
0,5	539,5	1552	
0,6	542	1537	
0,7	544	1524	
0,8	545,5	1515	
0,9	531	1569	
1,0	495	1855	
1,1	462	2117	
1,2	434	2371	
1,3	407,5	2644	
1,3	561	2608	R=300 ohmi
1,4	542	2817	
1,6	502,5	3300	
1,8	467,5	3796	
2,0	438,5	4269	

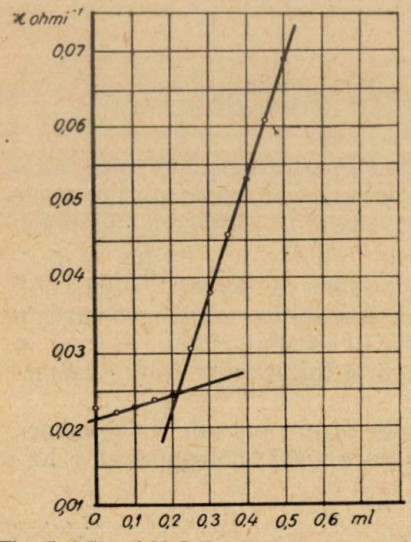


Fig. 5. 0,53 ml K_2CrO_4 0,02553 m+10 ml apă + 10 ml acetonă, se titrează cu $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m. Echivalența pentru raportul $5CrO_4^{2-} : 2Bi^{3+}$, calc. 0,211 ml ; găsit 0,21 ml.

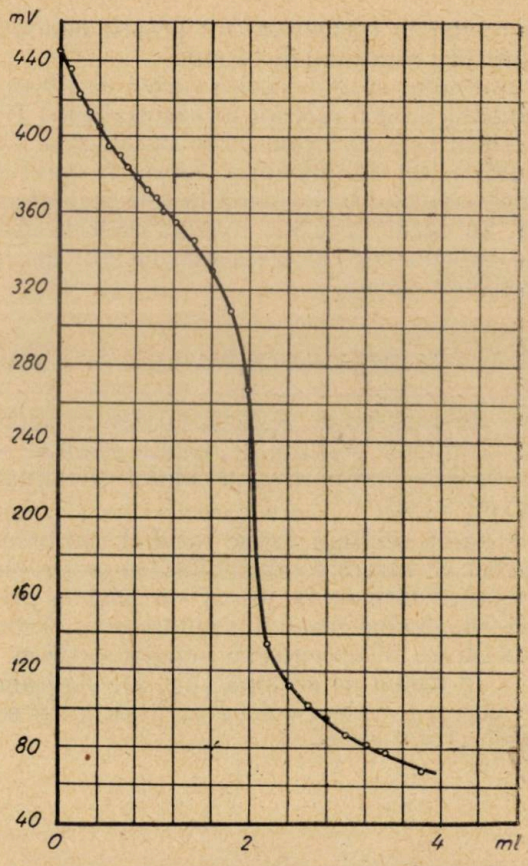


Fig. 6. Echivalența pentru raportul $5CrO_4^{2-} : 2Bi^{3+}$, calc. 1,99 ml ; găsit 2,06 ml.

Tabela 6

5 ml K_2CrO_4 0,02553 m+10 ml alcool se titrează cu $Bi(NO_3)_3$ 0,02566. Indicator electrod stibiu

V ml	mV		V ml	mV
0	445		1,4	345
0,1	435		1,6	330
0,2	422		1,8	310
0,3	412		2,0	265
0,4	405		2,2	135
0,5	395	opalescență	2,4	112
0,6	390		2,6	102
0,7	385		2,8	95
0,8	378		3,0	85
0,9	372		3,2	82
1,0	362		3,4	78
1,1	360		3,8	70
1,2	355			

Titrările potențiometrice confirmă și ele obținerea cromatului de bismutil. În tabela 6 și fig. 6 se reprezintă titrarea în mediu alcoolic la concentrația 0,08 m (în alcool aprox. 65%), utilizînd ca electrodă indicatoare o vergea de stibiu.

c) TITRAREA NITRATULUI DE BISMUT CU BICROMAT DE POTASIU

În titrarea cu bicromat se formează de la început un precipitat galben, care se depune cu ușurință. În timpul precipitării, după cum se vede din tabela 7 și fig. 7 conductibilitatea crește pînă la cotul pronunțat ce are loc la raportul $4Bi^{3+} : 1Cr_2O_7^{2-}$ corespunzător cromatului de bismutil. Creșterea conductibilității se datorește reacției:

$$4\left(\left[\begin{matrix}\text{Poliol}\\ OBi(H_2O)_n\\ NO_3\end{matrix}\right]+(NO_3)_2\right)+K_2Cr_2O_7+H_2O \rightarrow 2(BiO)_2CrO_4+$$
$$+(8+2)HNO_3+2KNO_3$$

în care apar în plus acid azotic liber și azotat de potasiu. Precipitatul galben format înainte de echivalență (cotul titrării) se depune îndată ce acesta

Tabela 7

5 ml $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m+5 ml apă se titrează cu $K_2Cr_2O_7$ 0,03979 m

V ml	*a* mm		$\varkappa$ în ohm $^{-1}$
0	496,5	R=60 ohmi	0,01690
0,1	490	precipită	0,01735
0,2	482,5		0,01788
0,3	475,5		0,01839
0,4	468		0,01895
0,5	461,5		0,01945
0,6	454,5		0,02001
0,7	448,5		0,02050
0,8	446,5	precipitatul s-a depus	0,02066
0,9	445,5	nu mai precipită	0,02075
1,0	444,5		0,02083
1,1	444,5		0,02083
1,2	444		0,02087
1,3	443,5		0,02092
1,4	442,5		0,02100
1,5	441,5		0,02109
1,6	441,5		0,02109
1,8	440		0,02121
2,0	439,5		0,02126
2,2	439		0,02130
2,4	438,5		0,02134
2,6	438		0,02139
2,8	437,5		0,02143
3,0	437,5		0,02143
3,5	437		0,02147
4,0	436,5		0,02151
4,5	437		0,02147

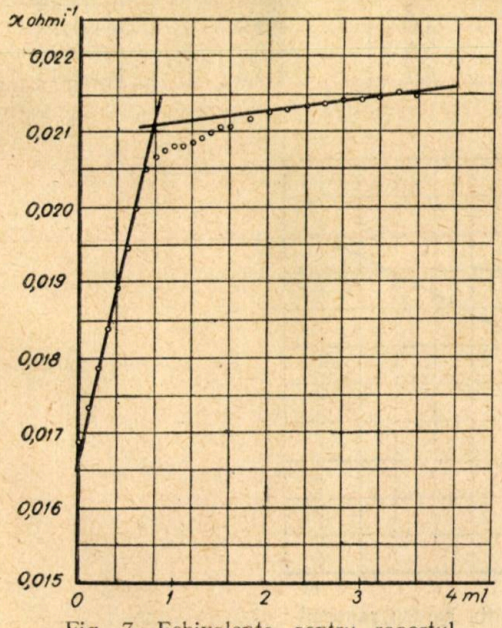


Fig. 7. Echivalența pentru raportul $4Bi^{3+} : 1Cr_2O_7^{2-}$, calc. 0,806 ml; găsit 0,80 ml.

se atinge, iar soluția de deasupra rămîne slab gălbuie. Titrarea în continuare nu provoacă o nouă precipitare iar conductibilitatea soluției după echivalență se menține aproape constantă.

În mediu de acetonă conductibilitatea soluției titrate crește și după cotul de echivalență. Aceasta se datorește faptului cunoscut că acetona mărește hidroliza nitratului de bismut [4]. Tabela 8 și fig. 8 reprezintă o asemenea titrare.

În titrările de bicromat de potasiu cu nitrat de bismut, nu apar coturi semnificative.

Tabela 8

5 ml $Bi(NO_3)_3$ 0,02566 m+10 ml acetonă se titrează cu $K_2Cr_2O_7$ 0,03979 m

V ml	a mm	x în ohmi^{-1}	V ml	a mm	x în ohmi^{-1}
0	537,5 R=150 ohmi	0,005737	1,5	458,5	0,007873
0,1	530 precipită	0,005777	1,6	456,5	0,007937
0,2	522	0,006105	1,7	454,5	0,008002
0,3	513,5	0,006316	1,8	452,5	0,008066
0,4	503	0,006587	2,0	448,5	0,008197
0,5	495,5	0,006788	2,2	445	0,008315
0,6	487,5	0,007009	2,4	442,5	0,008400
0,7	479,5	0,007238	2,6	439,5	0,008502
0,8	474,5	0,007383	2,8	435,5	0,008642
0,9	472,5	0,007443	3,0	432,5	0,008748
1,0	469,5	0,007548	3,2	429	0,008873
1,1	467,5	0,007594	3,4	426	0,008983
1,2	464,5	0,007685	3,6	422,5	0,009113
1,3	462,5	0,007748	3,8	419,5	0,009226
1,4	460,5	0,007810	4,0	416,5	0,009340

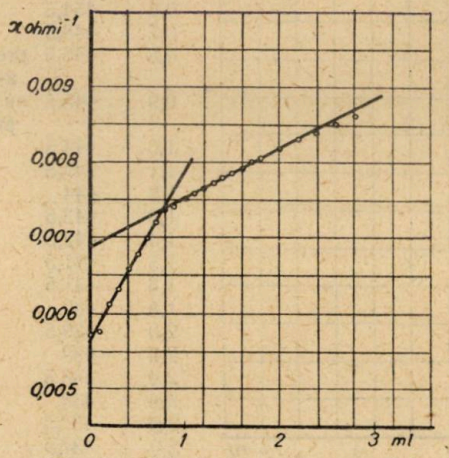


Fig. 8. Echivalența pentru raportul $4Bi^{3+} : 1Cr_2O_7^{2-}$, calc. 0,806 ml; găsit 0,79 ml.

CONCLUZII

Din studiul efectuat rezultă că titrările soluțiilor de $Bi(NO_3)_3$ cu cromat de potasiu ca și cele inverse de K_2CrO_4 cu nitrat de bismut conduc la un singur compus, $(BiO)_2CrO_4$, greu solubil de culoare galbenă. Formarea lui în soluție se remarcă prin cel dintîi din cele două coturi ale diagramei de titrare conductometrică.

Titrările potențiometrice indică formarea aceleiași combinațiuni.

Formarea cromatului de bismutil chiar și în reacția dintre $Bi(NO_3)$ și $K_2Cr_2O_7$ face îndoielnică metoda gravimetrică de dozare a bismutului ca $(BiO)_2Cr_2O_7$ după Löwe [5] precum și metodele volumetrice indirecte care se bazează pe formarea cantitativă a acestui compus [5].

BIBLIOGRAFIE

1. Pearson, Phil. Mag. (4) — 11—204. 1856.
2. Godfrin, *These Dr. Pharm.* Paris 1907 (epuzată); Pascal, *Nouveau traite de Chimie Minerale* 1958 XI, pag. 805—807.
3. Pascal, *Nouveau traite de Chemie Minerale* 1958 XI, pag. 807—808.
4. Gmelin, *Handbuch der anorganischen Chemie* 8 Auflage 1927 pag. 127.
5. W. Fresenius-G-Jander, *Handbuch der Analytischen Chemie* 1951 III Band V-a γ pag. 587—588.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛУЧЕНИЯ ХРОМАТА ВИСМУТА

(РЕЗЮМЕ)

В работе наблюдаются реакции между нитратом висмута и хромовым или бихромовым ионом в растворе.

С этой целью обогащается нитрат висмута хромом или бихромом и наоборот концентрациями 0,05 м... 0,005 м. в водном растворе манита, в водном растворе спирта (до 20%) и ацетона (30—40).

Во всех случаях получается осадок $(BiO)_2CrO_4$ сотав которого не изменяется в кислотной области обогащения.

ETUDE DE LA FORMATION DU CHROMATE DE BISMUTHILE EN SOLUTION

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on examine conductométriquement et potentiométriquement, les réactions entre le nitrate de bismuth et l'ion chromique, respectivement bichromique, en solution.

A cet effet on titre le nitrat de bismuth par du chromate respectivement par du bichromate et inversement en concentrations initiales d'environ 0,05 m... 0,005 m en solution aqueuse de mannite, en solution aqueuse d'alcool (jusq'à 20%) et d'acétone (30—40).

Dans tous ces cas on obtient un précipité de $(BiO)_2CrO_4$ dont la composition ne varie pas dans le domaine d'acidité des titrages.

CONTRIBUȚII LA ELIMINAREA FENOLILOR DIN APE REZIDUALE PROVENITE DE LA DISTILĂRII DE LEMN CU AJUTORUL SCHIMBĂTORILOR DE IONI

DE

V. COCHECI, R. TAUBERT, FR. WINTER

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1962

În urma puternicei industrializări a țării noastre se pune din ce în ce mai mult problema protecției apelor naturale față de acțiunea distrugătoare a multor ape reziduale industriale. Printre substanțele chimice care periclitează flora și fauna apelor naturale și îngrădesc posibilitățile de folosire a acestora ca surse de apă potabilă se enumără și fenolii de toate tipurile.

Fenolii pot proveni în special din instalațiile de cocsificare și anexele acestora, de la distilăriile de lemn, precum și de la industrii care utilizează fenolii în procesul lor tehnologic. Astfel apa canalului Bega conține cantități variabile de fenoli, care provin în special din apele reziduale deversate de către Distilăria chimică de lemn Margina. Deși cantitatea fenolilor în Bega nu este prea mare, acestea creează greutăți în procesul de potabilizare a acestei ape.

Apele reziduale ale distilăriilor de lemn conțin fenoli, esteri, acizi organici, alcooli, aldehide, cetone, compuși furanici, hidrați de carbon etc. [1], în cantități variabile care depind de procesul tehnologic și de instalația existentă.

Problema eliminării fenolilor din apele reziduale rezultate la distilării de lemn este mai puțin studiată decît eliminarea acestora din apele reziduale ale cocseriilor. După cum arată cercetătorii sovietici B. V. Krîsinskii și E. V. Gorceakova [2] pînă în prezent nu există o metodă de epurare completă și acceptabilă din punct de vedere economic a acestor ape.

Nu se poate realiza o epurare completă nici prin metoda extracției cu solvenți organici [1] și nici prin metoda condensării cu formaldehidă [4]. Metoda biochimică necesită o serie de instalații auxiliare pentru eliminarea gudroanelor și uleiurilor, ceea ce ridică mult costul epurării. În Uniunea Sovietică se află în experimentare o metodă pentru epurarea practic totală a acestor ape prin oxidare cu aer la presiuni și temperaturi ridicate, în prezența carbonatului de sodiu, obținîndu-se concomitent acetat de sodiu tehnic. Acest procedeu este rentabil numai la ape intens impurificate caracterizate printr-un consum de oxigen de 35 000—64 000 mg O_2/litru [2].

Un interes din ce în ce mai mare suscită metoda cu schimbători de ioni, cu ajutorul căreia se pot elimina fenolii practic complet din soluții apoase. Aplicarea acestei metode oferă avantajul că necesită pentru epurarea cantităților mari de apă instalații care sînt economice atît din punct de vedere al construcției cît și al exploatării. Încercările efectuate pînă în prezent se referă în special la ape fenolice provenite de la cocserii. Astfel A. P. Davciucov și N. G. Ogneva [5] au lucrat cu o serie de rășini sovietice ca MNG-1, PA-9, CBC și Kunin și McGarvey [6] cu rășini puternic bazice, care au permis eliminarea completă a fenolilor din apă. Cercetările lui Chasanov și colaboratori [7] făcute cu rășinile Amberlite IRA 400, 401, 410 și 411, puternic bazice, au arătat că acestea se pot folosi cu succes atît sub formă R-Cl cît și sub forma R-OH, ultima formă prezentînd o capacitate de schimb mai mare, dar care însă depinde de cantitatea de electroliți și de *p*H-ul apei.

S-a dovedit de asemenea că dintre rășinile bazice o capacitate de reținere acceptabilă prezintă numai rășinile cu grupe de amoniu cuaternar. Rășinile cu amoniu primar și secundar au o capacitate mult mai mică, iar rășinile care au numai grupe de amoniu terțiar nu rețin deloc fenolii.

Un deosebit interes prezintă lucrările efectuate cu Wofatit E din categoria rășinilor de adsorbție, care au arătat că prezintă proprietăți superioare cărbunelui activ, atît în ceea ce privește capacitatea de reținere a fenolilor cît și în ceea ce privește desorbția acestuia [8].

În ceea ce privește mecanismul de reținere a fenolilor, acesta diferă atît de tipul rășinii cît și de grupele active și forma în care se află aceștia. În cazul rășinilor puternic bazice aflate sub forma hidroxilică, predomină schimbul de ioni cu ionul —OH al rășinii, iar în cazul rășinilor aflate sub forma R-Cl precum și în cazul rășinilor de adsorbție se petrece în primul rînd un proces de chemisorbție [7]. În prezența rășinilor cationice, fenolul se comportă ca bază [3]. Trebuie menționat că în literatură sînt foarte puține date despre rășini de acest tip.

Problema luată în studiu de autori și anume eliminarea fenolilor din apele reziduale ale unei distilării de lemn (Margina) prezintă dificultatea că alături de fenoli în aceste ape se află și alți compuși organici care pot influența negativ procesul de schimb.

În încercările noastre am folosit următorii schimbători de ioni: Rășinile anionice polimerizate Amberlite IRA 410 și Permutit ES cu grupe de amoniu cuaternar și rășina CS-1, cationit cu grupe sulfonice. Ultima se fabrică în țară, iar celelalte sînt din import. Cercetările s-au efectuat cu rășinile anionice aflate în forma R-Cl și R-OH, aduse sub aceste forme prin tratare cu soluții de 5% NaCl respectiv NaOH. Rășina CS-1 a fost tratată cu soluții de $CaCl_2$ trecînd-o astfel în forma R-Ca.

Pentru determinarea capacității de schimb s-a folosit metoda statică, utilizînd coloane cu schimbători de ioni. Prin acestea s-au trecut soluții de fenoli cu o concentrație de aproximativ 1 g fenol la litru. Concentrația a fost determinată prin metoda bromură-bromat.

S-au găsit următoarele capacități de schimb :
Rășina anionică Permutit ES (forma R-Cl) 55,9 g fenoli/l schimbător gonflat.
Rășina anionică Amberlite IRA 410 (forma R-Cl) 31,2 g fenoli/l schimbător gonflat
Rășina cationică CS-1 (forma R-Ca) 11,75 g fenoli/l schimbător gonflat.

Regenerarea rășinilor s-a efectuat în felul următor : În cazul rășinilor anionice s-au folosit soluții de NaCl 2,25% cu un adaus de NaOH în proporție de 1%, iar pentru eliminarea ultimelor resturi de fenoli s-au folosit aceleași soluții cu un adaus de 10% metanol. Gradul de extracție a fost de 99,2%.

Regenerarea rășinii cationice CS-1 făcute inițial cu soluții de $CaCl_2$ 2% cu un adaus de metanol și acid clorhidric în proporție de 1%. Gradul de extracție a fost mai scăzut în acest caz, probabil datorită concentrației prea scăzute a acidului clorhidric. Încercări practice efectuate de noi folosind HCl 5% au dus la grade de extracție de 98,3%. Rezultatele sînt arătate în fig. 1.

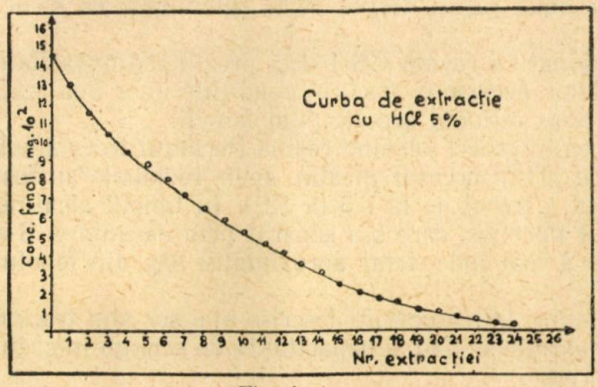


Fig. 1.

Pentru a constata influența prezenței metanolului asupra reținerii fenolilor pe rășina CS-1, s-au efectuat o serie de încercări folosind o soluție preparată cu 40 mg fenoli și 1,2 mg metanol la litru, obținîndu-se rezultatele cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Înălțimea coloanei (cm)	Soluție cu metanol fenoli (mg/l)		Soluție fără metanol fenoli (mg/l)	
	inițial	final	inițial	final
4	40	8,5	40	5,6
6	40	8,5	40	4,3
8	40	8,5	40	lipsă
12	40	6,2	40	lipsă
16	40	lipsă	40	lipsă

După cum rezultă din datele cuprinse în tabela de mai sus, metanolul jenează procesul de reținere a fenolilor, dar nu-l împiedică total. Pe de altă parte faptul că desorbția se poate realiza cu acid clorhidric duce la concluzia că avem de a face în cazul rășinii CS-1 cu un proces combinat de schimb ionic și de adsorbție.

În continuare s-au efectuat încercări cu apele reziduale ale distilăriei de la Margina din canalul colector înainte de trecere peste compartimentele cu mangal. Din analizele efectuate a rezultat un conținut inițial de fenoli de

29,014—43,93 mg fenoli/litru. Încercările s-au făcut trecînd apa reziduală decantată prin coloane de $h=50$ cm și $\phi=2,5$ cm, rășina stratului de rășină gonflată fiind de 40 cm. Viteza de scurgere a fost reglată la 0,8—0,9 litri/oră. Din 100 în 100 ml s-a controlat dacă există fenoli prin metoda indofenolică. După apariția fenolilor în probele cercetate, s-au reunit toate filtratele determinîndu-se fenolul rezidual.

S-a constatat în cazul acestor ape reziduale că rășina Permutit ES (forma R-Cl) nu reține aproape de loc fenolii, aceasta datorită influenței celorlalte substanțe prezente în aceste ape, cu toate că ea are o capacitate de schimb ridicată pentru fenoli în cazul unor soluții preparate în laborator. Rășina Amberlite IRA 410 aflată sub forma R-Cl reține mai bine fenolii decît cea precedentă. Fiind vorba în ambele cazuri de un proces de adsorbție diferența de comportare a celor două rășini derivă de la diferențele de structură și de porozitate.

Este interesant de menționat că rășina CS-1 deși prezintă o capacitate de reținere mai mică a fenolilor (vezi mai jos), în condițiile unor ape reziduale naturale se comportă bine, reținînd practic total fenolii.

S-au efectuat de asemenea încercări folosind rășina Permutit trecută sub forma R-OH. Pentru a obține *p*H-ul necesar alcalin, apele reziduale au fost tratate cu lapte de var. *p*H-ul a trecut de la 6,5 la 12,0. În timpul alcalinizării s-a format un precipitat floconos, care s-a separat prin decantare. S-a constatat că în acest proces a fost îndepărtat aproximativ 9% din fenolul existent.

Rezultatele obținute de autori în încercările descrise mai sus sînt trecute în tabela 2, unde pentru comparație se dau și capacitățile de schimb în cazul unor soluții preparate în laborator.

Tabela 2

Rășina	Forma	Capacitatea de schimb mg fenoli/litru schimbător	
		Soluția preparată	Apă reziduală
Permutit ES	R-Cl	55,9	practic nu reține
Amberlite IRA 410	R-Cl	31,2	7,9
CS-1	R-Ca	11,75	10,05
Permutit ES	R-OH	—	6,18

CONCLUZII

1. Prezenta lucrare arată posibilitatea utilizării în bune condițiuni a unei rășini cationice în tratarea apelor reziduale ale distilăriilor de lemn în scopul eliminării fenolilor.

2. Rășina CS-1 fabricată la noi în țară se comportă bine, în comparație cu celelalte tipuri de rășini încercate, în procesul de defenolare a apelor reziduale provenite de la distilării de lemn.

3. În privința celorlalte rășini încercate de noi acestea prezintă capacități de schimb inferioare produsului romînesc în cazul epurării apelor reziduale provenite de la distilăriile de lemn.

BIBLIOGRAFIE

1. Sumarocov V. P., Perşanova M. G., Jurnal Pricladnoi Himii, 6, 656 (1954).
2. Krîsinskii B. V., Gorceacova E. V., Ghidroliznaia i lesohimiceskaia promîşlennost 10, 3, (1957).
3. Ionescu T., *Schimbătorii de ioni*, Editura Tehnică, 160 (1961).
4. Gordon L. V., Uvariov I. P., Ghidroliznaia i lesohimiceskaia promîşlennost, 11, 1 (1957).
5. Davciucov A. P., Ogneva N. G., Ghighiena i Sanitaria 2, 9, (1954).
6. Kunin R., McGarvey F. X., Ind. Eng. Chem. 41, 1265 (1949).
7. Chasanov M. G., Kunin R., McGarvey F. X., Ind. Eng. Chem. 48, 305 (1956).
8. Christ W., Siegert Ch., Wasserwirtschaft, Wassertechnik 5, 216 (1959).

К УДАЛЕНИЮ ФЕНОЛОВ ИЗ СТОЧНЫХ ВОД ПРОИСХОДЯЩИХ ОТ ДЕРЕВОПЕРЕГОННЫХ УСТАНОВОК, ПРИ ПОМОЩИ ИОНООБМЕННИКОВ

(РЕЗЮМЕ)

Авторы рассматривают возможность удаления фенолов из сточных вод происходящих от деревоперегонных заводов ; эта задача до сих пор полностью не решена.

Проведен ряд исследования с ионообменниками с различными характеристиками, отечественного и зарубежного производства. Установлены задерживающие способности для фенолов из вышеуказанных вод.

Установлено, что румынский препарат CS-1 обладает способностью удаления фенолов из вод деревоперегонного происхождения, хотя и содержит некоторые вещества тормозящие процесс.

CONTRIBUTIONS À L'ÉLIMINATION DES PHÉNOLS DES EAUX RÉSIDUELLES PROVENUES DE LA DISTILLATION DU BOIS À L'AIDE DES CHANGEURS DE IONS

(RÉSUMÉ)

A la suite des recherches effectuées, les auteurs étudient les posibilités de déphénolation des eaux résiduelles provenues des distilleries de bois, ce qui constitue un problème incomplètement résolu jusqu'à présent.

On a fait une série de recherches avec des changeurs d'ions à caractéristiques différentes fabriquées dans notre pays ou bien importées.

On a établi les capacités de retenue des phénols des eaux résiduelles sus mentionnées.

On a constaté que le produit roumain CS-1 présente, aux essais de laboratoire, de bonnes qualités pour éliminer les phénols des eaux résiduelles provenues des eaux résiduelles des distilleries de bois, malgré la présence de certaines substances qui gênent le processus en cause.

DOZĂRI ELECTROGRAVIMETRICE CU ELECTROD VIBRAT. DOZAREA ZINCULUI

DE

GH. FACSKO, I. RĂDOI și FR. GOLUMBIOSCHI

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1962

În lucrări anterioare [1], [2], [3], [4], [5] a fost elaborată o nouă metodă rapidă de electrogravimetrie, caracterizată prin aceea că electrodul de depunere este vibrat cu o frecvență și amplitudine adecvată.

Aplicată la dozarea cuprului, bismutului și plumbului, s-au obținut rezultate deosebit de favorabile atît în ceea ce privește durata dozării și structura depozitelor, cît și precizia rezultatelor.

În prezenta lucrare s-a studiat dozarea electrogravimetrică cu electrod vibrat a zincului din mediu de hidroxid de sodiu. Dozarea electrogravimetrică a zincului din acest mediu a fost pentru prima dată sistematic cercetată de F. Spitzer [6]. El depune zincul pe un catod argintat, staționar, la temperatură normală, cu 0,8 amperi și o tensiune de 4 volți, cu un exces de 10 moli NaOH la 1 mol $ZnSO_4$. Depunerea a 0,3 g Zn durează în aceste condiții 2 ore. W. D. Treadwell [7] depune zincul la temperatura normală, la început cu 0,3 amperi, apoi cu 1 amper și 3—4,4 volți, cu un exces de 0,6 g NaOH sau 0,9 g KOH la 0,1 g Zn. Depunerea a 0,5 g Zn durează după această metodă 3 ore.

Zincul a fost dozat și în condiții de electrogravimetrie rapidă cu electrozi rotativi. Astfel W. Böttger [8] depune zincul pe un catod rotativ, dintr-o soluție care conține 6—8 ml NaOH 30% la 0,2 g Zn, cu o intensitate de curent de 1 amper, pe care o mărește după 10 minute la 1,5 amperi, iar după alte 10 minute la 2 amperi. Dozarea a 0,2 g Zn durează 30 minute. După specificarea autorului, depunerea de obicei nu este însă cantitativă. A. Fischer [9] depune 0,2 g Zn la rece în prezența a 3—5 g NaOH, cu o intensitate de curent de 2 amperi și o tensiune de 4 volți, pe un catod rotit cu 800—1 000 ture/min. în 30 minute.

Lucrarea de față este justificată atît prin interesul pe care îl prezintă reducerea duratei acestei importante metode de dozare a zincului, care se caracterizează prin metode de dozare greoaie și puțin precise, cît și de faptul că nu a fost încă cercetat efectul vibrării asupra depunerii catodice a unui metal care în soluție se găsește sub formă de anion.

REZULTATELE EXPERIMENTALE

Aparatura utilizată de noi în prezenta lucrare a fost identică cu cea utilizată în lucrările noastre anterioare. Catodul, o sită de platină cuprată, cu 400 ochiuri/cm², de formă cilindrică, cu un diametru de 30 mm și o înălțime de 50 mm, a fost vibrat cu o frecvență de 50 Hz și o amplitudine de 1,5 mm. Anodul a fost o sită de platină obișnuită, cum se întrebuințează în practica electrogravimetrică. În interiorul anodului vibra catodul descris.

Soluția de $ZnSO_4$ de titru cunoscut s-a obținut prin dizolvarea directă a zincului metalic p.a. în acid sulfuric p.a. și aducerea la semn în balon cotat cu apă bidistilată.

Electroliza s-a efectuat în pahar de sticlă format înalt de 150 ml.

Într-o primă serie de încercări s-a urmărit viteza de depunere a zincului, respectiv durata dozării. Pentru aceasta s-a supus electrolizei cu tensiuni diferite la temperatura de 55—60 °C, 100 ml soluție conținînd în total 0,1889 g zinc și cantități variabile de NaOH și s-a urmărit variația intensității de curent în funcție de timp. Totodată s-a făcut din timp în timp reacția zincului cu ditizona.

În prealabil s-a verificat sensibilitatea reactivului. Acesta a fost obținut prin dizolvarea a 0,5 g ditizonă în 100 ml soluție NaOH 0,01 N. Soluții etalon au fost pregătite cu un conținut de 10^{-4} pînă la 10^{-8} g Zn/ml și un exces de 50, respectiv 90 mg/ml NaOH. Încercările au arătat că 10^{-6} g zinc/ml mai dă o slabă reacție pozitivă. Continuarea electrolizei pînă la reacția negativă înseamnă că soluția conține sub 10^{-6} g zinc/ml, deci sub 0,05% din cantitatea inițială de zinc.

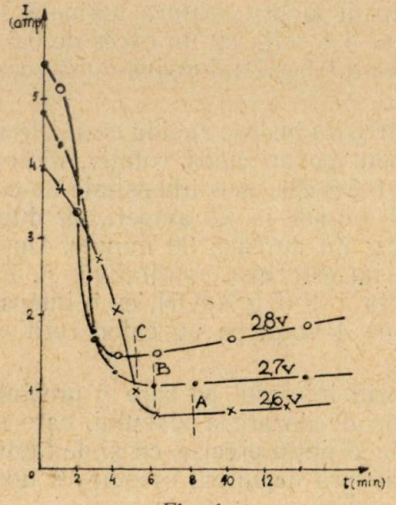


Fig. 1.

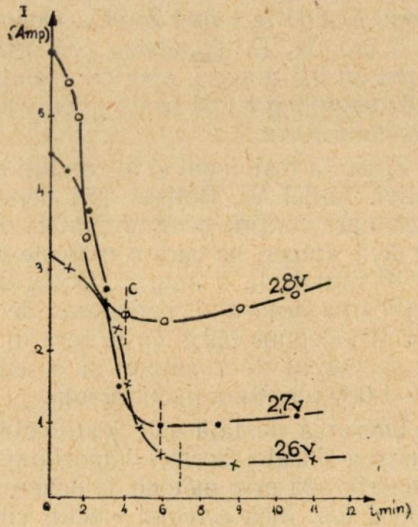


Fig. 2.

Rezultatele sînt trecute în figurile 1 și 2. Punctele A, B și C din cele două figuri marchează timpul cînd reacțiile zincului cu ditizona erau negative și cînd prin urmare soluția conținea sub 10^{-6} g zinc/ml.

Din aceste figuri se vede că depunerea completă a zincului cu electrod vibrat se face la 2,6 V și 5, respectiv 9 g NaOH exces în 8, respectiv 7 minute ; la 2,7 V și 5, respectiv 9 g NaOH exces în 6 minute, iar la 2,8 V și 5, respectiv 9 g NaOH exces în 5, respectiv 4 minute. Prin urmare cu creșterea alcalinității se constată o oarecare reducere a duratei electrolizei.

La 2,6 V și 2,7 V, la ambele alcalinități, depozitele erau aderente, grideschise, de structură foarte bună. La 2,8 V depozitele erau de culoare mai închisă și neaderente. S-au făcut depuneri și din soluții cu un exces de 2 g NaOH/100 ml, dar depozitele erau la toate tensiunile de structură nesatisfăcătoare. Din figură se mai observă că la prelungirea duratei de electroliză intensitatea curentului, la tensiune constantă, tinde să crească din nou și anume cu atît mai mult cu cît tensiunea de electroliză este mai mare. Concomitent se constată o închidere a culorii depozitului. Aceasta se datorește degajării abundente de hidrogen, care are probabil drept efect o afinare a depozitului și o scădere a supratensiunii hidrogenului.

Într-o a doua serie de încercări s-au efectuat dozări cantitative de zinc cu catod vibrat. Dozările s-au executat din 100 ml soluție, care conținea total 0,1889 g zinc, adăugate sub forma unei soluții de $ZnSO_4$ cu titru cunoscut și obținută în modul arătat mai sus. Cu o soluție de NaOH 50% s-a precipitat și redizolvat hidroxidul de zinc format și ulterior s-a adăugat un exces de 5, respectiv 9 g NaOH. Temperatura soluției a fost de 55—60 °C. Tensiunea de electroliză 2,7 V. Durata electrolizei 10, respectiv 15 minute.

Întreruperea electrolizei s-a făcut prin înlocuirea paharului cu un alt pahar cu apă distilată și numai după aceea întreruperea curentului de electroliză. Depozitul a mai fost spălat cu apă distilată, alcool și uscat la 105 °C.

Rezultatele sînt trecute în tabelele 1, 2, 3, 4.

Tabela 1

Dozarea a 0,1889 g zinc cu electrod vibrat, la 2,7 V, 5 g NaOH exces timp de 10 minute la 55—60 °C

Nr.	Găsit zinc g	Diferența g	Diferența %
1	0,18840	−0,00050	−0,26
2	0,18835	−0,00055	−0,29
3	0,18840	−0,00050	−0,26
4	0,18845	−0,00045	−0,24
Media :	0,18840	−0,00050	−0,26

Tabela 2

Dozarea a 0,18890 g zinc cu electrod vibrat, la 2,7 V, 5 g NaOH exces timp de 15 minute, la 55—60 °C

Nr.	Găsit zinc g	Diferența g	Diferența %
1	0,18855	−0,00035	−0,18
2	0,18870	−0,00020	−0,11
3	0,18865	−0,00025	−0,13
4	0,18870	−0,00020	−0,11
5	0,18875	−0,00015	−0,08
6	0,18865	−0,00025	−0,15
7	0,18860	−0,00030	−0,16
Media :	0,18866	−0,00024	−0,13

Tabela 3

Dozarea a 0,18890 g zinc cu electrod vibrat, la 2,7 V, 9 g NaOH exces, timp de 10 minute, la 55—60 °C

Nr.	Găsit zinc g	Diferenţa g	Diferenţa %
1	0,18875	−0,00015	−0,08
2	0,18870	−0,00020	−0,11
3	0,18850	−0,00040	−0,21
4	0,18865	−0,00025	−0,13
5	0,18870	−0,00020	−0,11
6	0,18860	−0,00030	−0,16
7	0,18875	−0,00015	−0,08
8	0,18870	−0,00020	−0,11
Media:	0,18867	−0,00023	−0,12

Tabela 4

Dozarea a 0,18890 g zinc cu electrod vibrat, la 2,7 V, 9 g NaOH exces, timp de 15 minute la 55—60 °C

Nr.	Găsit zinc g	Diferenţa g	Diferenţa %
1	0,18880	−0,00010	−0,05
2	0,18885	−0,00005	−0,026
3	0,18875	−0,00015	−0,08
4	0,18885	−0,00005	−0,026
5	0,18880	−0,00010	−0,05
6	0,18870	−0,00020	−0,11
7	0,18885	−0,00005	−0,026
8	0,18880	−0,00010	−0,05
Media:	0,18880	−0,00010	−0,05

După cum se vede rezultatele cele mai bune se obţin la 2,7 volţi şi 9 g NaOH exces cu o durată de electroliză de 15 minute. Dar şi după 10 minute erorile sînt sub 0,2%.

CONCLUZII

Se instituie o nouă metodă electrogravimetrică de dozare a zincului cu catod vibrat. Din soluţia de zincat de sodiu, cu un exces de NaOH de 9 g/100 ml, la temperatura de 55—60 °C şi o tensiune de 2,7 volţi, se poate doza 0,2 g zinc în 10 minute cu precizia caracteristică metodelor electrogravimetrice.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Facsko, Studii şi Cercetări Ştiinţifice, Anul II. (1955) nr. 1—4. p. 143—51.
2. Gh. Facsko şi I. Rădoi, Ibidem Tom. IV. 1957 nr. 3—4 p. 107—13.
3. Gh. Facsko, Ibidem. Tom IV. 1957 nr. 1—2, p. 91—96.
4. Gh. Facsko, Lucrările celui de-al XV-lea Congres I.U.P.A.C. III — 21, Lisabona 1957.
5. Gh. Facsko şi I. Rădoi, Buletinul Ştiinţific şi Tehnic al I.P.T. Tom. V. (19) 1960 fasc. 1—2 p. 391—94.
6. F. Spitzer, Z. Elchem. 11, 391 (1905) C. 1905. II. p. 106 şi 209.
7. W. D. Treadwel, *Tabellen u. Vorschriften zur Quantitativen Analyse*, Wien, 1947 p. 122.
8. W. Böttger, *Physikalische Methoden den Analytische Chemie*, Leipzig 1936, partea II-a p. 223.
9. A. Fischer, prin A. Schleicher, *Electroanalytische Schnellmethoden*, Stuttgart, 1947, p. 117.

ЭЛЕКТРОГРАВИМЕТРИЧЕСКИЕ ДОЗИРОВКИ ПРИ ПОМОЩИ ВИБРИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОДА

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается новый электрогравиметрический метод дозировки цинка вибрируемым электродом. Из раствора цинкового натрия с избытком NaOH в 9 гр/100 мл., при температуре 55—60 °С и напряжении в 27 в. можно дозировать 0,2 гр. цинка в течении 10 минут, с точностью характеризующей электрогравиметрические методы.

DOSAGES ÉLECTROGRAVIMÉTRIQUES À ÉLECTRODE VIBRÉ

(RÉSUMÉ)

On institue une nouvelle méthode électrogravimétrique du dosage du zinc à cathode vibrée. De la solution de zincate de sodium, avec un excés de NaOH de 9 g/100 ml, à une température de 55—60 °C et une tension de 2,7 volts, on peut doser 0,2 gr de zinc en 10 minuttes, avec la précision caractéristique aux méthodes électrogravimétriques.

UN NOU PROCEDEU PENTRU OBȚINEREA OXIDULUI NEGRU DE FIER PRIN PRECIPITARE

DE

I. TOMA, V. GEȚIA, N. GUȘATU

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1962

Lucrarea se referă la elaborarea unui nou procedeu de fabricare a pigmentului oxid negru de fier prin precipitare.

Din punct de vedere al compoziției chimice oxidul negru de fier este un oxid feroso-feric, care poate fi conceput ca un ferit de fier Fe_3O_4 sau $FeO \cdot Fe_2O_3$ [1], [5]. În unele publicații [1] i se atribuie următoarea formulă de constituție : $(Fe'', Fe''') \cdot (Fe'''O_4)$.

Teoretic oxidul negru de fier conține 31,03% FeO. Produsul tehnic conține în general 18—26% FeO, iar pentru a putea fi folosit ca pigment trebuie să conțină minimum 17—18% FeO [5].

Procedeele de obținere a oxidului negru de fier pe cale umedă se bazează pe capacitatea hidroxizilor feros și feric de a reacționa între ei, în anumite condițiuni de lucru.

Pentru obținerea oxidului negru de fier prin precipitare se face precipitarea unei soluții de sare feroasă cu soluții alcaline (de hidroxizi sau carbonați) și oxidarea parțială a precipitatului de hidroxid feros format, însoțită de combinarea hidroxizilor feros și feric și deshidratarea produsului intermediar.

Acest procedeu duce la un produs de calitate superioară față de celelalte produse cunoscute, dar prezintă următoarele desavantaje :

— necesită timp îndelungat (20—30 ore) pentru formarea produsului prin oxidare și deshidratare concomitentă ;

— se realizează folosind soluții diluate de reactanți (200—300 g/l $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ și 100—150 g/l Na_2CO_3);

— calitatea este neconstantă ;

— nuanța este mai mult sau mai puțin brună.

Procesul tehnologic al acestei metode cuprinde următoarele operații [5]:

— obținerea soluțiilor de reactanți prin dizolvarea la cald a sărurilor respective în apă ;

— precipitarea hidroxidului feros la cald prin introducerea în porțiuni mici și sub agitare a soluției de carbonat de sodiu în soluția de sulfat feros ;

— oxidarea parțială cu aer la cald, a suspensiei de hidroxid feros și formarea oxidului feroso-feric, ca urmare a combinării hidroxizilor feros și

feric şi a deshidratării produsului intermediar. Pentru accelerea vitezei reacţiilor de oxidare şi deshidratare se preferă temperaturi de 90—95 °C. Unii cercetători propun pentru accelerarea oxidării adăugarea unor cantităţi mici de nitrit de sodiu sau clorură de zinc [5] ;

— filtrarea, spălarea cu apă pînă la îndepărtarea ionului SO_4^{2+} şi uscarea produsului la 60—80 °C.

Succesiunea transformărilor chimice se poate exprima prin următoarele reacţii [5]:

$FeSO_4 + Na_2CO_3 = FeCO_3 + Na_2SO_4$;

$FeCO_3 + H_2O = Fe(OH)_2 + CO_2$;

$2Fe(OH)_2 + {}^1/_2O_2 + H_2O = 2Fe(OH)_3$;

$2Fe(OH)_3 + Fe(OH)_2 = 2Fe(OH)_3 \cdot Fe(OH)_2 \rightarrow FeO \cdot Fe_2O_3 \cdot 4H_2O \rightarrow$

$\rightarrow FeO \cdot Fe_2O_3 + 4H_2O$.

De obicei prin reacţia dintre hidroxidul feros şi hidroxidul feric, proaspăt precipitaţi, se obţine un compus activ instabil, care absoarbe o cantitate mare de apă şi se oxidează uşor cu oxigenul din aer în oxid feric sau oxid feric hidratat [5].

Studiul obţinerii unui produs cu conţinut de FeO cît mai apropiat de cel teoretic şi stabilizarea produsului în sensul păstrării acestui conţinut, a constituit partea principală a lucrării, deoarece în această privinţă literatura consultată nu dă nici o indicaţie.

Un alt aspect al studiului se referă la mărirea productivităţii instalaţiei prin reducerea timpului de fabricaţie şi mărirea concentraţiei soluţiilor de reactanţi.

S-au studiat condiţiile tehnologice pentru stabilirea principalilor parametri care intervin în proces şi anume :

— concentraţiile soluţiilor de reactanţi ;
— timpul de oxidare ;
— debitul de aer ;
— *p*H-ul mediului de reacţie ;
— temperatura.

Pentru lucrările de laborator s-au folosit soluţii apoase de sulfat feros şi carbonat de sodiu, cu conţinut de 200—400 g/l $FeSO_4 \cdot 7H_2O$, respectiv 100—200 g/l Na_2CO_3, obţinute prin dizolvarea sărurilor la cald (la 50 °C, respectiv 80 °C.)

În soluţia decantată de sulfat feros, avînd temperatura de 50 °C, s-a introdus treptat soluţia decantată de carbonat de sodiu, cu temperatura de 80 °C, pînă la *p*H=6,5—7.

Precipitatul de hidroxid feros a fost decantat, iar soluţia mumă a fost înlocuită cu un volum egal de apă, avînd temperatura de 90—95 °C.

Suspensia rezultată s-a oxidat cu aer fin dispersat, printr-un barbotor din sticlă poroasă (tip G_1), menţinîndu-se temperatura la 90—95 °C. Pentru oxidare s-au folosit vase cilindrice cu raport diferit între înălţime şi diametru (I/D).

Oxidarea suspensiei de hidroxid feros s-a urmărit prin scăderea raportului Fe^{2+}/Fe^{3+}, considerîndu-se terminată cînd acest raport ajunge la valoarea 0,5 corespunzătoare raportului teoretic din Fe_3O_4.

Diagrama din fig. 1. reprezintă scăderea raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} în funcție de timp și debitul de aer, în procesul de oxidare.

Calitatea produsului s-a apreciat prin gradul de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} în produsul uscat.

Datele din tabela 1 exprimă influența parametrilor de lucru asupra para-parametrului timp de oxidare necesar pentru realizarea unui raport

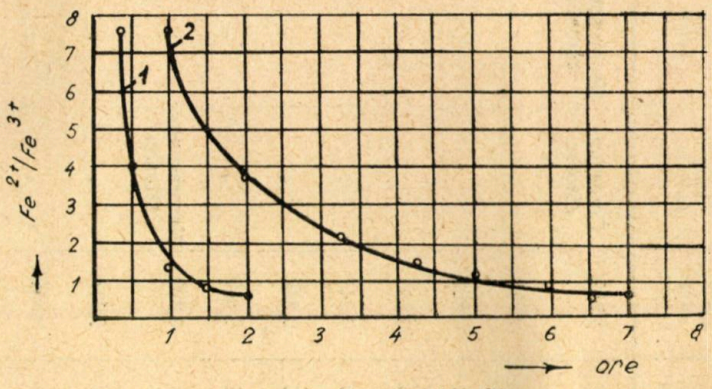


Fig. 1. Diagrama scăderii raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} în funcție de timp și debitul de aer :

1 — Debit de aer = 1 l/min. Temperatura de oxidare 90—95 °C ; *2* — Debit de aer = 0,2 l/min. Temperatura de oxidare 90—95 °C.

Fe^{2+}/Fe^{3+} apropiat de cel teoretic și influența timpului de oxidare și a unora dintre ceilalți parametrii, asupra gradului de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare.

Din analiza datelor tabelei 1, rezultă că timpul de oxidare se modifică în funcție de ceilalți parametrii de lucru, după cum urmează :

— crește cu mărirea concentrației soluțiilor (probele 59, 77, 80);
— scade cu creșterea *p*H-ului (probele 56, 58, 55);
— scade cu mărirea debitului de aer (probele 59, 57, 56, 58);
— crește cu scăderea temperaturii (probele 59, 61, 54 și 77, 82);
— scade cu creșterea raportului *I/D* (probele 56, 58, 68).

Analizînd în continuare datele din tabelă, se poate stabili că oxidarea în condiții nerecomandate de literatură (timp redus de oxidare și concentrație mărită a soluțiilor de reactanți) duce la produse instabile, în care după uscare se găsește modificat raportul corespunzător de Fe^{2+}/Fe^{3+}, ce nu pot fi folosite ca pigment.

O analiză mai profundă a condițiilor în care s-au obținut grade diferite de menținere a raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare, permite a se trage următoarele concluzii :

— Mărirea timpului de oxidare la *p*H constant al mediului de oxidare (*p*H=6,5—7) și la temperatură constantă de oxidare (90—95 °C), determină creșterea gradului de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare (probele 59, 77, 57, 80, 56, 58 și 68).

Tabela 1

Nr. probei	Concentrația soluției or g/l soluție		pH-ul mediului de oxidare	Debit de aer l/min	Temperatura de oxidare °C	Raport *I/D*	Timp de oxidare în ore	$\frac{Fe^{2+}}{Fe^{3+}}$ după oxidare	$\frac{Fe^{2+}}{Fe^{3+}}$ după uscare	Culoarea după oxidare	Culoarea după uscare	Gradul de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare %
	$FeSO_4 \cdot 7H_2O$	Na_2CO_3										
59	200	100	6,5—7	1	90—95	4	2 h 40′	0,560	0,259	Corespunzătoare	Necorespunzătoare	51,8
77	200	200	6,5—7	1	90—95	4	3 h	0,470	0,258	„	„	51,6
57	200	100	6,5 -7	0,54	90—95	4	4 h 15′	0,482	0,263	„	„	52,6
80	400	200	6,5- 7	1	90—95	4	5 h	0,550	0,280	„	„	56,0
56	200	100	6,5—7	0,2	90—95	4	9 h	0,570	0,347	„	„	69,4
58	200	100	6,5—7	0,2	90—95	4	9 h	0,575	0,342	„	„	68,4
68	200	100	6,5—7	0,2	90—95	1	21 h	0,495	0,360	„	„	72,0
55	200	100	8	0,2	90—95	4	7 h	0,600	0,223	Necorespunzătoare	„	44,6
64	200	100	8	0,54	90—95	1	9 h	0,560	0,228	„	„	45,6
61	200	100	6,5—7	1	60	4	5 h	0,570	0,230	„	„	46,0
54	200	100	6,5—7	1	80	4	4 h	0,500	0,250	„	„	50,0
82	200	200	6,5—7	1	60	4	5 h	0,580	0,231	„	„	46,2

— Ridicarea *p*H-ului mediului de oxidare, fără schimbarea temperaturii și a timpului de oxidare, duce la scăderea gradului de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} (probele 56, 58, 64).

— Scăderea temperaturii de oxidare, fără schimbarea *p*H-ului mediului de oxidare și a timpului de oxidare, determină scăderea gradului de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} (probele 80, 61, 82, 57 și 54).

Rezultă că pentru obținerea unui produs cu grad cît mai mare de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare, se recomandă să se facă oxidarea la *p*H=6,5—7, temperatură de 90—95 °C și timp îndelungat, sau să se caute alte condiții de lucru. Pe noi ne-a preocupat găsirea altor condiții de lucru mai economice.

Din valorile mici ale gradului de menținere al raportului Fe^{2+}/Fe^{3+} cuprinse în tabela 1, se poate constata că pigmentul obținut după oxidare este instabil. O parte din el se oxidează în timpul uscării la Fe_2O_3 roșu, care imprimă nuanță cafenie produsului uscat.

Explicăm acest fapt prin ipoteza că în condițiile încercărilor din tabela 1, viteza de oxidare este mai mare decît viteza de formare a pigmentului propriu-zis, prin reacțiile ulterioare. Presupunem că în timpul oxidării numai o parte din produsul intermediar hidratat se deshidratează la Fe_3O_4 stabil. Produsul intermediar nedeshidratat și instabil se oxidează în procesul de uscare, determinînd creșterea considerabilă a conținutului de Fe_2O_3 în pigment.

În sprijinul acestei ipoteze intervine faptul că produsul după oxidare la *p*H=6,5—7 are nuanță neagră-albăstruie corespunzătoare, deci constă din molecule formate de pigment, parțial stabile (deshidratate) și parțial instabile (nedeshidratate) și nu conține amestec de hidroxizi colorați diferit și nereacționați, care ar trebui să modifice nuanța. Nestabilitatea și schimbarea nuanței o atribuim în acest caz numai conținutului de pigment hidratat instabil.

Probele din tabela 1, efectuate la *p*H mai ridicat (*p*H=8) nu mai pot fi interpretate în același fel. La sfîrșitul procesului de oxidare la *p*H=8 și mai ridicat, pigmentul posedă deja nuanță sensibil brună, ceea ce denotă că el nu constă numai din molecule de oxid negru deshidratate și nedeshidratate, ci conține și oxid roșu de fier (Fe_2O_3), care-i impurifică nuanța.

S-au efectuat probe și la *p*H-uri mai ridicate (netrecute în tabelă) obținîndu-se pigmenți ale căror nuanțe tind cu atît mai mult spre roșu, cu cît *p*H-ul mediului de oxidare este mai ridicat. Aceasta denotă că la *p*H-uri ridicate are loc o deshidratare a hidroxizilor de fier la alți oxizi stabili, înainte ca aceștia să se fi combinat la oxid negru.

Bazați pe observația că oxidarea realizată în mediul alcalin favorizează deshidratarea hidroxizilor, am presupus că acest mediu poate favoriza și deshidratarea produsului intermediar nedeshidratat și instabil din pigmentul rezultat după oxidare.

Ca urmare, în a doua serie de probe s-a încercat stabilizarea pigmentului prin fierberea suspensiei lui în mediu alcalin.

Rezultate pe deplin satisfăcătoare s-au obținut stabilizînd suspensia de pigment, după oxidare, prin fierbere la *p*H mărit, realizat prin adaus de carbonat de sodiu, hidroxid de sodiu, sau lapte de var, reactanți care în aceleași condiții s-au comportat la fel.

Datele obținute sînt expuse în tabela 2.

Interpretînd datele din tabela 2, se constată următoarele:

— Din primele șapte probe oxidate la *p*H=6,5—7, rezultă că stabilizarea pigmentului la *p*H=8—9, timp de 2—3 ore, precum și stabilizarea la *p*H=10—14, timp de 1 oră, nu duce la rezultate pe deplin satisfăcătoare, gradul de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} fiind cuprins între 73,6—78,0% și pigmentul avînd încă nuanță slab brună.

— Din toate celelalte probe de stabilizare, executate pe pigment obținut prin oxidare la *p*H=6,5—7, rezultă că lucrîndu-se la *p*H=10—14 și timp de stabilizare de 2—5 ore în prezența oricărei din cele 3 substanțe alcaline, se obține un produs de bună calitate, cu grad ridicat de menținere a raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+}, cuprins între 84,2—90,0% și cu nuanță neagră-albăstruie, clară și frumoasă. Din punct de vedere economic și al calității produsului se recomandă stabilizarea prin fierbere la *p*H=10—12, timp de 2—3 ore, în prezență de carbonat de sodiu.

— Din probele de stabilizare executate pe pigment obținut prin oxidare la *p*H=8, rezultă că gradul de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} este nesatisfăcător, variind între 49,8—53,6%, nuanța pigmentului fiind brună.

În concluzie pentru obținerea prin precipitare a unui pigment de oxid negru de fier de calitate superioară și cît mai economic se recomandă următoarele condiții de lucru:

— Să se folosească soluții de reactanți de concentrații mai ridicate decît cele indicate în literatură, apropiate de limitele de saturație corespunzătoare temperaturilor de lucru (pînă la 400 g/l $FeSO_4 \cdot 7H_2O$, respectiv 200 g/l Na_2CO_3, în loc de 200—300 g/l $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ și 100—150 g/l Na_2CO_3.)

— Să se execute în faze separate procesele de oxidare parțială cu aer a precipitatului de hidroxid feros și de deshidratare a produsului intermediar, nu într-o singură fază, cum indică literatura.

— Oxidarea să se facă la *p*H=6,5—7 și temperatura de 85—90 °C, raportul dintre înălțimea și diametrul vasului de oxidare fiind astfel ales încît să permită folosirea rațională a aerului, iar debitul acestuia să fie astfel dozat încît să permită atingerea rapidă, în 3—4 ore, a unui raport Fe^{2+}/Fe^{3+} cît mai apropiat de cel teoretic. În procedeele aplicate în industrie oxidarea se face cu debite mari de aer, asigurîndu-se viteze apropiate de desfășurare a celor două procese.

— Deshidratarea (stabilizarea) suspensiei de pigment să se facă prin fierbere în mediu alcalin, la *p*H=10—12, timp de 2—3 ore.

— Controlul calității produsului finit să se facă prin urmărirea gradului de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+}, metodă neindicată în literatură.

Tabela 2

Nr. probei	pH-ul mediului de oxidare	Fe^{2+}/Fe^{3+} după oxidare	Stabilizarea		Timp de stabilizare în ore	Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare	Culoarea după oxidare	Culoarea după uscare	Gradul de menținere al raportului corespunzător Fe^{2+}/Fe^{3+} după uscare %
			pH	Mediul de stabilizare					
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
73 d	6,5—7	0,493	8	Na_2CO_3	2	0,371	corespunzătoare	necorespunzătoare	74,2
78 c	„	0,480	8	„	3	0,368	„	„	73,6
75 a	„	0,530	9	NaOH	2	0,388	„	„	77,6
78 a	„	0,480	9	„	3	0,390	„	„	78,0
70 a	„	0,530	10	„	1	0,387	„	„	77,4
77 e	„	0,470	12	Na_2CO_3	1	0,385	„	„	77,0
69 e	„	0,560	14	NaOH	1	0,382	„	„	76,4
70 b	„	0 530	10	„	2	0,427	„	corespunzătoare	85,4
75 b	„	0,530	10	Na_2CO_3	2	0,431	„	„	86,2
75 d	„	0,530	10	$Ca(OH)_2$	2	0,429	„	„	85,8
78 b	„	0,480	10	NaOH	3	0,428	„	„	85,6
77 c	„	0,470	10	Na_2CO_3	3	0,421	„	„	84,2
70 e	„	0,530	10	NaOH	5	0,429	„	„	85,8
85 c	„	0,530	11	Na_2CO_3	2	0,432	„	„	86,4
80 c	„	0,550	11	„	3	0,431	„	„	86,2
80 d	„	0,550	12	„	3	0,450	„	„	90,0
70 h	„	0,530	13	NaOH	2	0,427	„	„	85,4
70 g	„	0,530	13	„	5	0,425	„	„	85,0
68 b	„	0,492	14	„	5	0,426	„	„	85,2
79 b	8	0,500	10	„	2	0,249	necorespunzătoare	necorespunzătoare	49,8
74 c	„	0,500	10	Na_2CO_3	2	0,252	„	„	50,4
74 d	„	0,500	10	$Ca(OH)_2$	2	0,250	„	„	50,0
71 a	„	0,500	10	Na_2CO_3	3	9,263	„	„	53,6
71 b	„	0,500	11	„	3	0,259	„	„	51,8
71 c	„	0,500	12	„	3	0,260	„	„	52,0
71 f	„	0,500	13	NaOH	3	0,262	„	„	52,4

Notă: Se observă că în condițiile corespunzătoare de stabilizare natura substanței alcaline nu are influență.

Lucrîndu-se în aceste condiţiuni se reduce durata unei şarje de pigment de la 20—30 ore, la 5—7 ore şi se obţine un pigment cu următoarele caracteristici de bază :

— Culoarea neagră clară cu nuanţă albăstrue.
— Dimensiunile particulelor : 0,25—0,50 μ
— Indicele de ulei primar : 28
— Greutatea specifică : 4,5—4,7
— Conţinut în FeO : 26—28% FeO.

BIBLIOGRAFIE

1. *Ullmanns Encyklopädie der technischen Chemie.* Dritte völlig neu gestaltete Auflage. Urban Schwarzenberg. München-Berlin. 1955. Band 6. p. 417—423.
2. Zerr G. und Dr. Rübenkamp R., *Handbuch der Farbenfabrikation.* Vierte neubearbeitete und vermehrte Auflage. Union Deutscher Verlagsgesellschaft. Berlin. 1930. p. 176, 178, 200, 791.
3. Wagner H., Die *Körperfarben.* Chemie in Einzeldarstellungen. Prof. Dr. T. Schmidt. Stuttgart. Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft. 1928. Band XIII. p. 198—231.
4. Holst T. G. och Björned. K. A., Patent nr. 152566/1955. Reymerscholms Gamla Industri ab Hälsingborg. Sätt att Framställa Järnoxidpigment.
5. Belinkii E. P. şi Riskin I. V., *Chimia şi tehnologia pigmenţilor.* I.D.T. Traducere din l. rusă. 1949. v. II. p. 321—323.

НОВЫЙ МЕТОД ПОЛУЧЕНИЯ ЧЕРНОГО ОКСИДА ЖЕЛЕЗА ПУТЕМ ОСАЖДЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматриваются технологические параметры для получения черногоокисло-железного пигмента, повышенного качества и при более выгодных условиях.

Установилось что реализация в одной фазе процесса частичного окисления гидроокиси железа и обезвоживания промежуточного продукта, не приводит к удовлетворительным результатам в экономическом и качественном отношении.

Предлагается новый прием раздольного осуществения этих двух процессов, а так же даются необходимые параметры.

При новых условиях работы продолжительность процесса уменьшается от 20—30 до 5—7 часов и получается пигмент повышенного качества и с постоянными свойствами, с содержанием 26—28% FeO по сравнению с 18—26% FeO указанными в литературе для существующих методов.

NOUVEAU PROCÉDÉ POUR L'OBTENTION DE L'OXYDE NOIR DE FER PAR PRÉCIPITATION

(RÉSUMÉ)

On y étudie les paramètres technologiques pour l'obtention par précipitation du pigment oxyde noir de fer, de qualité supérieure et dans des conditions économiques.

On constate que la réalisation dans une seule phase du processus d'oxydation partielle de l'hydroxyde ferreux et de deshydratation du produit intermédiaire ne donnent pas de résultats satisfaisants du p.d.v. qualitatif et économique.

On a établi un nouveau procédé, basé sur l'exécution séparée des deux processus en précisant les paramètres pour leur réalisation.

Si l'on travaille dans ces nouvells conditions établies, on réduit la durée du processus entier de 20—30 heures à 5—7 heures et l'on obtient un pigment de qualité supérieure et constante, ayant un contenu de 26—28% FeO, par rapport à 18—26% FeO, comme nous l'indique la littérature concernant les procédés connus.

OBȚINEREA ÎNGRĂȘĂMÎNTULUI SULFAT DUBLU DE POTASIU ȘI CALCIU DIN MINEREU INDIGEN DE POTASIU

DE

I. TOMA, A. IOVI, N. GUȘATU

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1962

Sulfatul dublu de potasiu și calciu cunoscut ca minereu sub denumirea de syngenit [3] iar ca produs sintetic calușită [1], [2], are formula $K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O$ și conține teoretic 28,7% K_2O.

Se prezintă sub formă de cristale aciculare, incolore, puțin solubile în apă rece, care la fierbere se descompun în sulfat de potasiu și sulfat de calciu.

Formarea calușitei este rezultatul interacțiunii ionilor de K^+, Ca^{2+} și SO_4^{2-} după schema : [2]

$$2K^+ + Ca^{2+} + SO_4^{2-} + H_2O = K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O$$

Deci calușita se poate obține din toate sărurile sulfatopotasice (kainit, schönit, langbeinit, glaserit) prin tratare cu sulfat de calciu natural, sub formă de gips sau anhidrit.

Prin dizolvarea kainitului în apă are loc un schimb de ioni, stabilindu-se următorul echilibru : [1]

$$2(KCl \cdot MgSO_4 \cdot 3H_2O) \rightleftarrows K_2SO_4 + MgSO_4 + MgCl_2 + 6H_2O$$

Adăugînd gips, acesta reacționează cu sulfatul de potasiu formînd calușită, puțin solubilă, cu deplasarea echilibrului în sensul formării acesteia,

$$2(KCl \cdot MgSO_4 \cdot 3H_2O) + CaSO_4 \cdot 2H_2O = K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O + MgSO_4 + MgCl_2 + 7H_2O$$

kainitul servind ca sursă de ioni SO_4^{2-}, necesari pentru formarea calușitei.

La dizolvarea schönitului în apă se stabilește echilibrul : [2]

$$K_2SO_4 \cdot MgSO_4 \cdot 6H_2O \rightleftarrows K_2SO_4 + MgSO_4 + 6H_2O.$$

Prin adăugarea gipsului, echilibrul se deplasează, formîndu-se calușită puțin solubilă conform ecuației [2] :

$$K_2SO_4 \cdot MgSO_4 \cdot 6H_2O + CaSO_4 \cdot 2H_2O = K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O + MgSO_4 + 7H_2O.$$

În cazul folosirii glaseritului, obținerea calușitei are loc conform ecuației globale [2]:

$$3\,K_2SO_4 \cdot Na_2SO_4 + 3\,CaSO_4 \cdot 2\,H_2O = 3\,K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O + Na_2SO_4 + 3\,H_2O.$$

După separarea calușitei, soluțiile mai conțin ioni SO_4^{2-} care pot deveni noi surse de formarea calușitei, prin adaus suplimentar de clorură de potasiu. De exemplu în cazul soluțiilor reziduale de la kainit se petrece reacția:

$$MgSO_4 + KCl + CaSO_4 \cdot 2\,H_2O = K_2SO_4 \cdot CaSO_4 \cdot H_2O + MgCl_2 + H_2O$$

rezultînd soluții de clorură de magneziu.

În probele de laborator efectuate s-a lucrat cu minereu indigen, avînd următoarea compoziție medie:

Compoziție chimică		Compoziție rațională	
Umiditate	0,61%	$CaSO_4$	3,62%
Insolubile în apă	10,40%	$MgSO_4$	21,50%
Magneziu în alcool (MgO)	0,50%	$MgCl_2$	1,20%
Magneziu în apă (MgO)	7,70%	K_2SO_4	6,30%
Calciu în apă (CaO)	1,49%	KCl	8,93%
Sulf în apă (SO_3)	19,30%	NaCl	47,50%
Clor în apă (Cl)	34,00%	Umiditate	0,68%
Potasiu în apă (K_2O)	9,05%	Insolubile	10,40%
Sodiu în apă (Na_2O)	25,00%		

Conținutul mic în oxid de potasiu, cantitatea mare de insolubile, impuritățile de argilă și anhidrit fin dispersate și conținutul ridicat de clorură de sodiu, fac minereul greu de prelucrat prin metodele uzuale (extracție pe cale uscată electrostatică, extracție umedă prin flotare și extracție prin diferență de solubilitate). Nici combinarea acestor metode nu asigură o prelucrare economică, mai ales atunci cînd nu se valorifică complex componenții minereului.

Ținînd seama de aceste aspecte ne-am orientat asupra unei metode simple și mai economică, care să permită valorificarea concomitentă a potasiului și magneziului din minereu.

La această orientare am ajuns bazîndu-ne pe compoziția minereului indigen, care ne permite să presupunem că sărurile de potasiu conținute se află sub formă de kainit și schönit, compuși ce se pot prelucra ușor în calușită, după cum s-a arătat.

Pentru stabilirea condițiilor de obținere a unor randamente optime de extracție și a unui conținut cît mai ridicat de oxid de potasiu în produsul finit s-a studiat influența următorilor parametrii:

1. Cocentrația inițială a soluției de extracție,
2. Cantitatea de gips pentru precipitare,
3. Temperatura de precipitare,
4. Timpul de maturare al precipitatului înainte de decantare,
5. Gradul de finețe al gipsului.

În lucrarea făcută nu s-a luat în considerare adausul suplimentar de clorură de potasiu la soluția de extracție, factor de bază în cercetările efec-

tuate de alți autori [1], [2], deoarece clorura de potasiu fiind un material de import, am considerat că nu este economic a fi prelucrată într-un produs inferior.

Modul de lucru a constat în dizolvarea la fierbere a unei cantități dozate de minereu, într-o cantitate măsurată de apă. În soluția obținută, fără îndepărtarea insolubilelor, s-a precipitat la rece sarea dublă de potasiu și calciu (calușita) prin adăugarea sub agitare a gipsului fin măcinat (sita de 4 900 ochiuri/cm²).

Precipitatul format s-a filtrat pe filtru cu vid, apoi s-a uscat la 80—100 °C.

1. **Influența concentrației inițiale a soluției de extracție.**

S-a studiat variația randamentului de extracție pentru concentrații inițiale de 700—1 100 g minereu la 1 litru de apă, lucrîndu-se la temperaturi cuprinse între 20—30 °C și cu cantități de gips variind între 110—400% față de cantitatea stoechiometrică. Timpul de maturare a fost de 24 ore.

Din graficul fig. 1 rezultă că randamentul de extracție al oxidului de potasiu în calușită crește cu concentrația inițială a soluției, ajungînd la valoare maximă pentru concentrația de 1 000 g minereu la litru de apă.

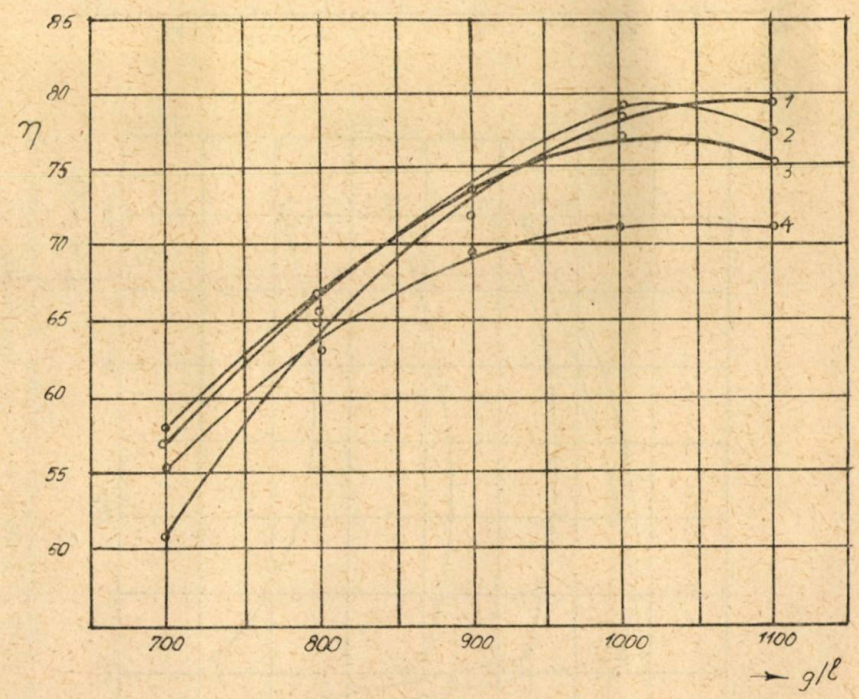


Fig. 1. Influența concentrației inițiale a soluției de extracție asupra randamentului de extracție al oxidului de potasiu în calușită.

Cantitatea de gips în % față de cantitatea stoechiometrică :
1 — 110% ; *2* — 200% ; *3* — 300% ; *4* — 400%.

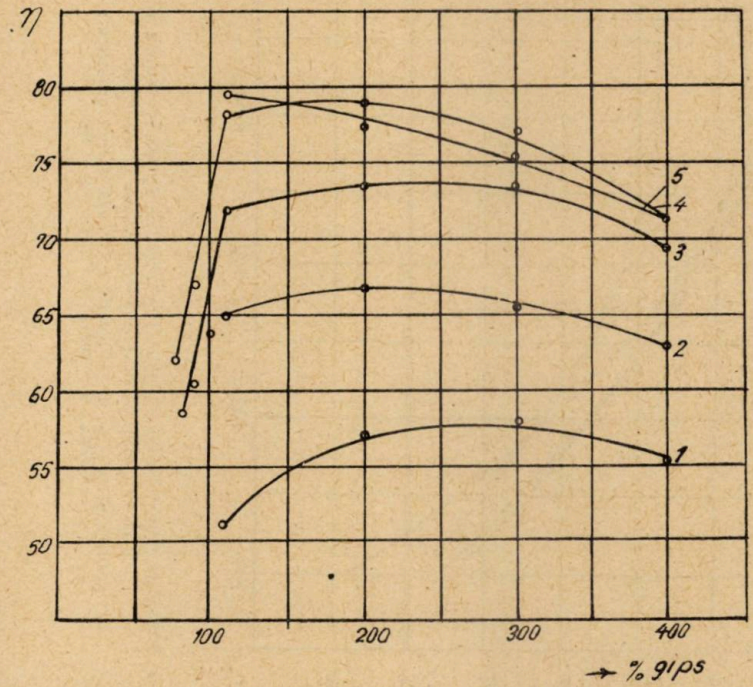


Fig. 2. Influența cantității de gips pentru precipitare asupra randamentului de extracție al oxidului de potasiu în calușită.
Concentrația inițială a soluției de extracție în g/l de apă : 1 — 700 g ; 2 — 800 g ; 3 — 900 g ; 4 — 1 000 g ; 5 — 1 100 g

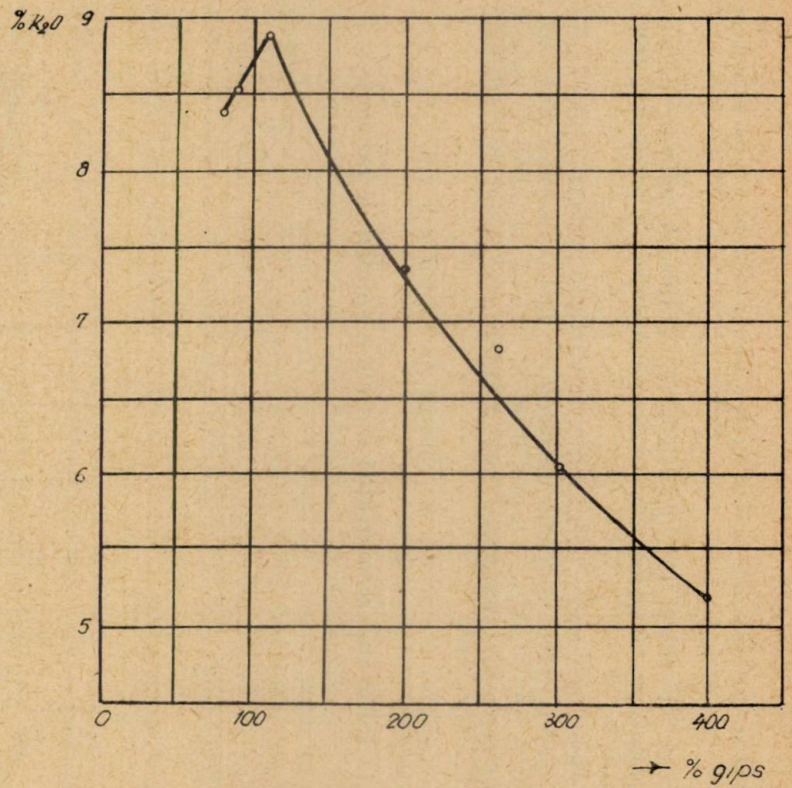


Fig. 3. Influența cantității de gips pentru precipitare asupra conținutului de oxid de potasiu în produsul finit.

2. **Influența cantității de gips pentru precipitare** rezultă din graficele fig. 2 și 3.

Pentru stabilirea acestei influențe s-a lucrat cu cantități de gips cuprinse între 80—400% față de cantitatea stoechiometrică. Precipitarea s-a făcut la temperatura de 20—30 °C, folosindu-se soluții cu conținut de 700, 800, 900, 1 000 și 1 100 g minereu la litru de apă. Timpul de maturare a fost de 24 ore.

Din interpretarea curbelor din fig. 2 rezultă că cel mai bun randament de extracție se realizează în general prin folosirea unei cantități de gips cuprinsă între 100—200% față de cantitatea stoechiometrică. Același grafic confirmă concluzia anterioară că randamentul maxim de extracție corespunde concentrației inițiale a soluției de 1 000 g minereu la litru de apă.

Graficul din fig. 3 ne arată că variind cantitatea de gips pentru precipitare, variază și conținutul de oxid de potasiu în produsul finit, acesta fiind maxim pentru o precipitare cu adaus de 110% gips față de cantitatea stoechiometrică.

3. **Influența temperaturii de precipitare.**

S-a urmărit variația randamentului de extracție în funcție de temperatura de precipitare a calușitei la 5 °C, 15 °C, 20—30 °C, 40—45 °C și 55—60 °C. S-au precipitat soluții cu conținut de 1 000 g minereu la litru de

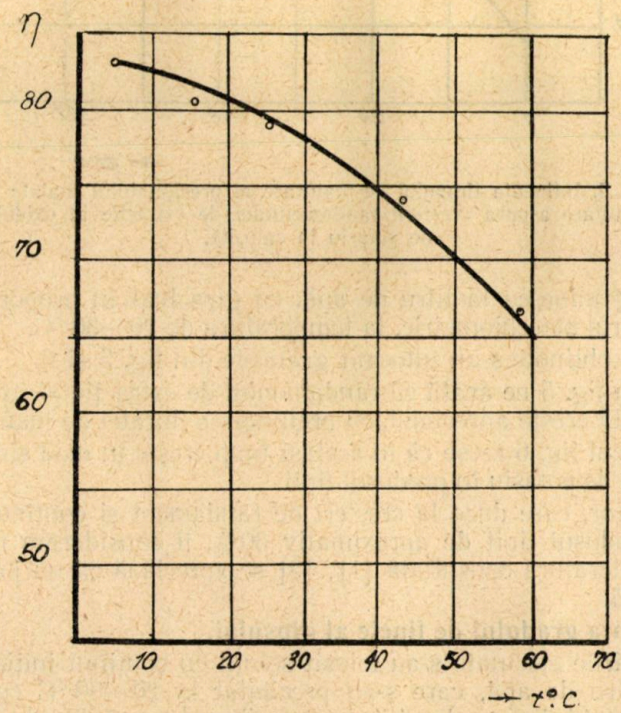


Fig. 4. Influența temperaturii de precipitare asupra randamentului de extracție al oxidului de potasiu în calușită.

apă, cu 200% gips faţă de cantitatea stoechiometrică, precipitatul fiind lăsat 24 ore pentru maturare.

Din datele obţinute, reprezentate grafic în fig. 4 rezultă că randamentul de extracţie scade cu creşterea temperaturii de precipitare. Din punct de vedere economic se preferă temperatura mediului ambiant (20—30 °C).

4. **Influenţa timpului de maturare al precipitatului înainte de decantare.**

S-au făcut determinări pentru stabilirea influenţei maturării în timpi diferiţi de 1, 24, 48 şi 72 ore. În acest scop s-au precipitat soluţii care con-

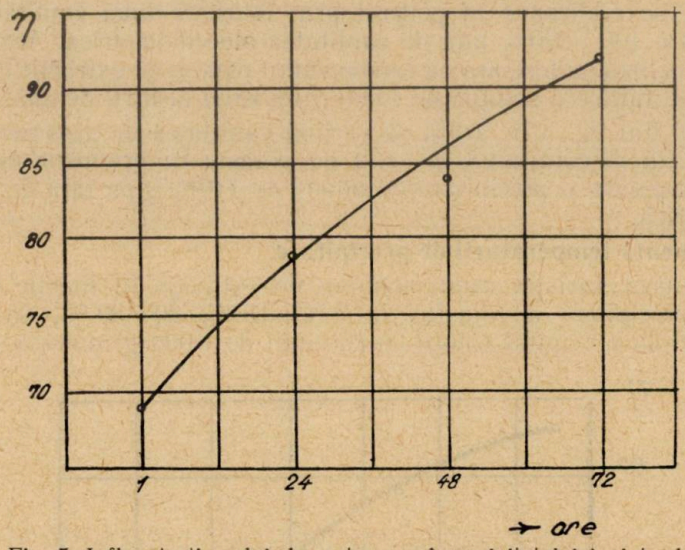


Fig. 5. Influenţa timpului de maturare al precipitatului înainte de decantare asupra creşterii randamentului de extracţie al oxidului de potasiu în calușită.

ţineau 1 000 g minereu la litru de apă, cu gips luat în proporţie de 200% faţă de necesarul stoechiometric, la temperatura de 20—30 °C.

Cu datele obţinute s-au întocmit graficele din fig. 5 şi 6.

Curba din fig. 5 ne arată că randamentul de extracţie al oxidului de potasiu în calușită creşte apreciabil, cu prelungirea duratei de maturare.

Din graficul fig. 6 reese că în acelaşi timp creşte în mod simţitor şi conţinutul de oxid de potasiu în produsul finit.

Acest factor, care duce la creşteri de randament şi conţinut de oxid de potasiu în produsul finit de aproximativ 30%, îl considerăm foarte important, deşi în literatura consultată [1], [2] se apreciază că nu joacă o importanţă deosebită.

5. **Influenţa gradului de fineţe al gipsului.**

În cercetările efectuate s-au folosit soluţii cu conţinut iniţial de 1 000 g minereu la litru de apă, care s-au precipitat la 20—30 °C cu o cantitate de 200% gips faţă de cea stoechiometrică. Gipsul întrebuinţat a avut granulaţii diferite, corespunzătoare trecerii prin site cu 400—4 900 ochiuri/cm².

Din graficul fig. 7 rezultă că randamentul de extracție crește cu mărirea gradului de finețe a gipsului.

Executînd probe în condițiile optime de lucru stabilite anterior și anume:

— Concentrația inițială a soluției de extracție: 1 000 g minereu la litru de apă.

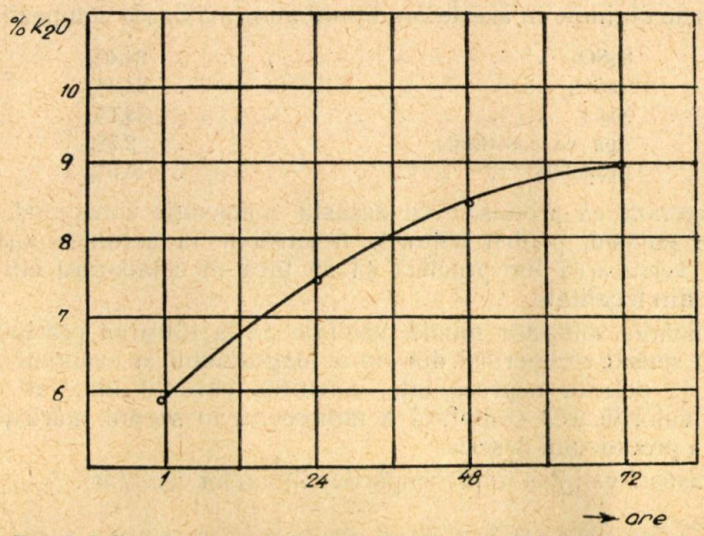


Fig. 6. Influența timpului de maturare al precipitatului înainte de decantare asupra conținutului de oxid de potasiu în produsul finit.

— Cantitatea de gips pentru precipitare: 110% față de cantitatea stoechiometrică,

— Temperatura de precipitare: 20—30 °C,

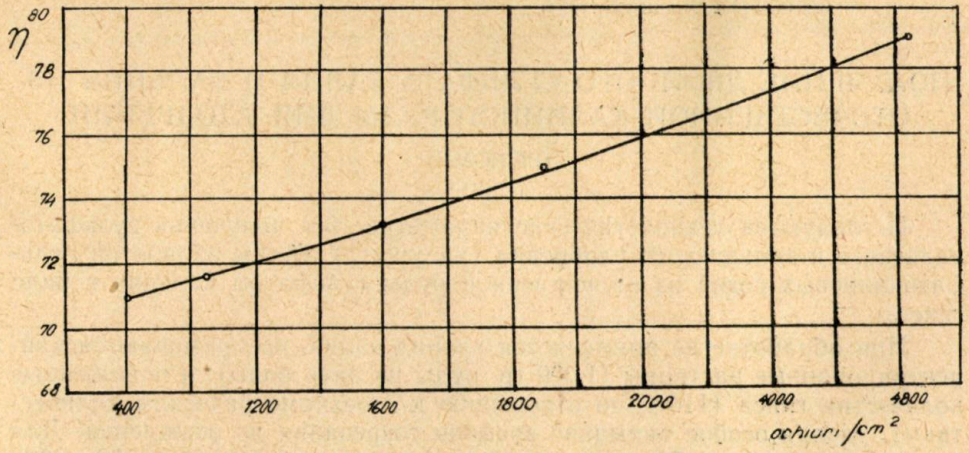


Fig. 7. Influența gradului de finețe al gipsului asupra randamentului de extracție al oxidului de potasiu în calușită.

— Timpul de maturare : 72 ore.

— Gradul de finețe al gipsului : rezidiu sub 1% pe sita de 4 900 ochiuri/cm² (sita nr. 009).

S-au realizat produse cu randament de extracție de 92—93% și cu conținut de 13,1—13,2% K_2O.

Produsele obținute în aceste condițiuni au următoarea compoziție medie :

K_2SO_4	24,4%
$CaSO_4$	23,2%
NaCl	33,1%
Apă de constituție	2,5%
Insolubile	16,5%

Se apreciază că produsele cu această compoziție corespund ca îngrășăminte cu potasiu, pentru culturile nesensibile la acțiunea ionului clor, urmînd ca verificarea lor practică să se facă în colaborare cu Institutul Agronomic din localitate.

Valorificarea soluțiilor mume rezultate de la filtrarea precipitatului de calușită, în sensul recuperării din ele a magneziului și eventual a cantităților mici de potasiu neprecipitate, constitue obiectul unui alt aspect al problemei, valorificarea complexă a minereului în scopul măririi eficienței economice a procedeului descris.

Acest aspect va intra în preocupările viitoarelor cercetări.

BIBLIOGRAFIE

1. Alexandrov G. P. i Tihonova V. S., Jurnal pricladnoi himii. 1958. XXXI. p. 1445—1453.
2. Alexandrov G. P., Jurnal pricladnoi himii. 1961. XXXIV. p. 237—241.
3. Serowy F., *Metode de prelucrare a sărurilor de potasiu naturale*. Traducere din l. germană. I.D.T. București, 1958.

ПОЛУЧЕНИЕ ДВОЙНОГО СУЛЬФАТА КАЛИЯ И КАЛЬЦИЯ ИЗ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ КАЛИЙНОЙ РУДЫ ДЛЯ УДОБРЕНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуются технологические параметры для получения сульфатокалиевого и кальциевого удобрения (калушита), путем обработки сульфатокалиевых содей из отечественной руды сульфатом кальция в виде гипса.

При обработке не применяется хлорид калия, но применяются концентрированные растворы (1 000 гр. руды на литр воды), и пониженные количества гипса (110% по отношению к стоехиометрическим количествам), уделяя особое внимание времени созревания до осаждения. Для времени созревания 72 часа, получены производительности в 92—93% продуктов с 13,1—13,2% K_2O, что соответствует требованию.

OBTENTION DE L'ENGRAIS DOUBLE SULFATE DE POTASIUM ET DE CALCIUM PROVENU DU MINERAI INDIGÈNE DE POTASIUM

(RÉSUMÉ)

On étudie les paramètres technologique pour obtenir de l'engrais double sulfate de potasium et de calcium (calonchite) en traitant des sels sulfato-potasiques du minerai indigène de potasium par le sulfate de calcium, sous forme de gypse.

On travaille sans adjonction de chlorure de potasium, avec des solutions d'extraction concentrées (1 000 g de minerai par litre d'eau) et avec des quantités réduites de gypse (110% par rapport à la quantité stoichiométrique) mettant un accent spécial sur le temps de maturation avant la décantation. Pour une durée de maturation de 72 heures, on a réalisé des rendements d'extraction de 92—93% et des produits contenant 13,1—13,2% K_2O, qu'on apprécie pour correspondre à des cultures nonsensibiles à l'ion chlore qui rend impur le produit sous forme de chlorure de sodium.

INFLUENȚA PRINCIPALILOR FACTORI ASUPRA PIERDERILOR LATERALE ÎN DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A COEFICIENTULUI DE CONDUCTIVITATE TERMICĂ PRIN METODA PLĂCII

DE

V. BARBU

Într-o comunicare anterioară s-a arătat că stabilirea experimentală a erorilor datorite schimbului caloric cu mediul ambiant și a influenței fiecăruia din factorii de care depinde acest schimb în măsurarea conductivității termice prin metoda plăcii este extrem de anevoioasă, necesitînd sute și chiar mii de ore de lucru [1]. Pentru determinarea acestor erori suplimentare pentru diferitele condiții de lucru posibile, se propunea stabilirea unei relații analitice, ajungîndu-se final la următoarea expresie a erorii considerate:

$$\delta_{sa}=8\frac{s}{b}\frac{t_m-t_e}{\Delta t}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{J_1(\nu_n)\cdot J_1\left(\frac{b}{a}\nu_n\right)}{\nu_n[J_1^2(\nu_n)+J_0^2(\nu_n)]}\frac{\operatorname{ch}\frac{s}{a}\nu_n-1}{\operatorname{sh}\frac{s}{a}\nu_n} \tag{1}$$

unde J_0 și J_1 sînt funcțiile Bessel de prima respectiv a doua speță și indice zero iar ν_n este a n-a rădăcină a ecuației caracteristice

$$Bi\cdot J_0(\nu_n)-\nu_n J_1(\nu_n)=0, \tag{2}$$

$Bi=\frac{\alpha}{\lambda}a$ fiind criteriul Biot.

Obiectul lucrării de față îl constituie studiul influenței fiecăruia din factorii ce intră în expresia erorii suplimentare δ_{sa}.

Analizînd expresia (1), se observă că eroarea datorită schimbului caloric cu mediul ambiant depinde de diferența de temperatură t_m-t_e dintre temperatura medie a probei și temperatura aerului din jurul probei, de raport $\frac{b}{a}$ dintre raza secțiunii active a fluxului termic și raza exterioară a probei, de raportul $\frac{s}{a}$ dintre grosimea probei și raza sa exterioară, de raportul $\frac{s}{b}$ și, în fine, de conductivitatea termică a materialului (prin criteriul Bi din ecuația caracteristică (2)).

Influența primilor doi factori componenți, t_m-t_e și Δt, este evidentă (δ_{sa} variază proporțional cu t_m-t_e și invers proporțional cu Δt); odată

mai mult este de reținut influența favorabilă a unor diferențe de temperaturi Δt mai mari [2]. Față de complexitatea expresiei (1), un studiu sistematic cantitativ asupra influenței fiecăruia din ceilalți factori nu este posibil decît pe baza unor calcule numerice. O parte din aceste calcule, deosebit de laborioase pot fi urmărite în fig. 1÷6.

Fiind vorba de calculul unei erori, pentru care cunoașterea primelor două cifre este suficientă, aproape toate calculele au fost limitate numai la primele 12 rădăcini ale ecuației (2), ale căror valori pentru diferitele cifre Bi considerate sînt redate în tabela 1; excepție fac numai calculele pentru $Bi=3{,}216$ [1]) pentru care au fost considerate primele 25 rădăcini; din fig. 1 se vede că în acest caz se asigură cunoașterea a patru cifre, ceea ce depășește nevoile noastre.

Tabela 1

Primele 12 rădăcini ale ecuației $Bi J_0(\nu)-\nu J_1(\nu)=0$

n	Bi						
	0,3	3	(3,216)	4	5	6	60
1	0,7465	1,7887	1,819	1,9081	1,9898	2,0490	2,3651
2	3,9091	4,4634	4,496	4,6018	4,7131	4,8033	5,4291
3	7,0582	7,4103	7,435	7,5201	7,6177	7,7039	8,5116
4	10,2029	10,4566	10,476	10,5423	10,6223	10,6964	11,5990
5	13,3462	13,5434	13,558	13,6125	13,6786	13,7414	14,6889
6	16,4888	16,6499	16,660	16,7073	16,7630	16,8168	17,7807
7	19,6313	19,767	19,780	19,816	19,864	19,911	20,874
8	22,7734	22,891	22,900	22,933	22,975	23,016	23,969
9	25,915	26,019	26,028	26,056	26,094	26,130	27,066
10	29,057	29,150	29,157	29,184	29,217	29,250	30,166
11	32,199	32,283	32,289	32,313	32,343	32,373	33,266
12	35,341	35,417	35,423	35,445	35,473	35,500	36,368

Deosebit de utilă pentru rezolvarea ecuației caracteristice (2) este observația că rădăcinile ei se află între zerourile funcției $J_0(\nu)$ și acelea ale funcției $J_1(\nu)$ și anume tot mai apropiate de ultimele, pe măsura creșterii numărului lor de ordine și al micșorării criteriului Bi.

Pentru simplificarea calculelor, s-a considerat pentru început o valoare redusă a erorii suplimentare δ_{sa}

$$\bar{\delta}_{sa}=\frac{\delta_{sa}}{8\dfrac{s}{b}\dfrac{t_m-t_e}{\Delta t}}=\sum_{n=1}^{\infty}\frac{J_1(\nu_n)\,J_1\left(\dfrac{b}{a}\nu_n\right)}{\nu_n\left[J_0^2(\nu_n)+J_1^2(\nu_n)\right]}\,\frac{\operatorname{ch}\dfrac{s}{a}\nu_n-1}{\operatorname{sh}\dfrac{s}{a}\nu_n}, \tag{3}$$

influența factorilor $\frac{s}{b}$ și $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$, de altfel evidentă, urmînd a fi considerată ulterior.

[1]) Rezultă admițînd $a=0{,}12$ m, $\lambda=0{,}284$ kcal/mhgrd (din condițiile de experimentare) și $\alpha=7{,}6$ kcal/m²hgrd (valoare considerată inițial ca probabilă).

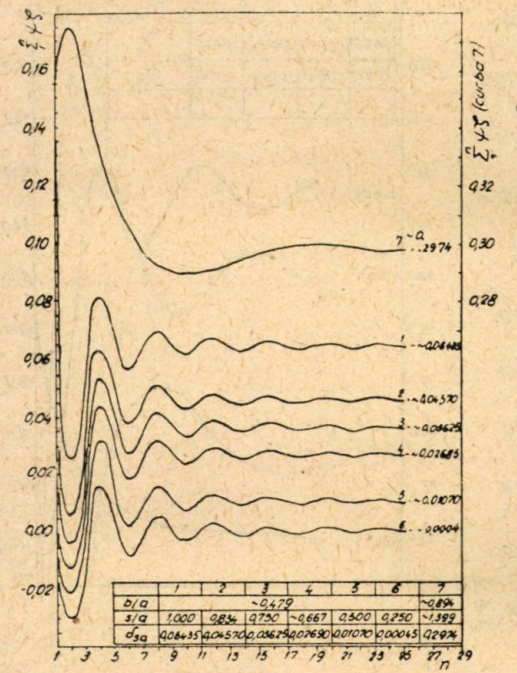


Fig. 1. Detereminarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{s.1}$ pentru $Bi=3{,}216$.

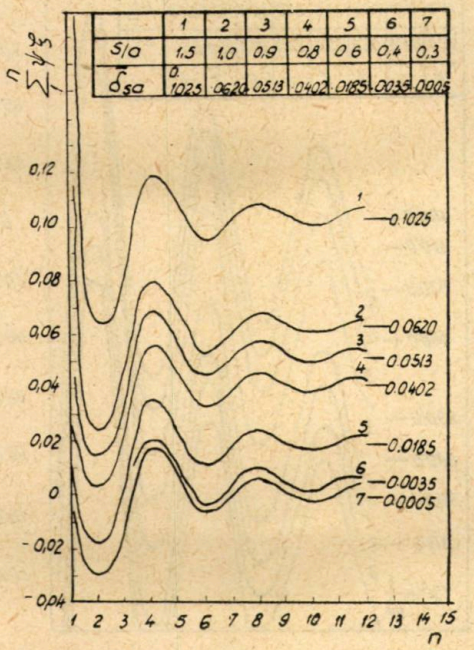


Fig. 2. Determinarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ pentru $Bi=3$ și $\frac{b}{a} \approx 0{,}479$.

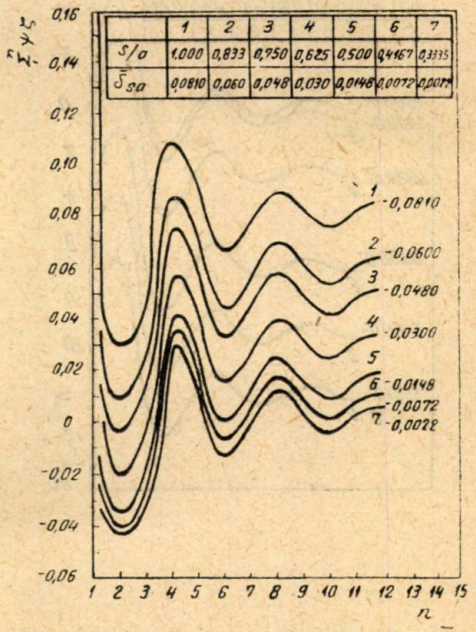


Fig. 3. Determinarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ pentru $Bi=6$ și $\frac{b}{a} \approx 0{,}479$.

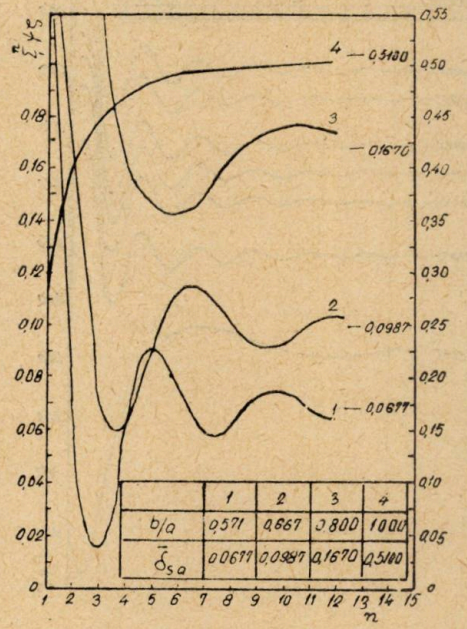


Fig. 4. Determinarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{s_a}$ pentru $Bi=6$ și $\frac{s}{a}t=0{,}75$.

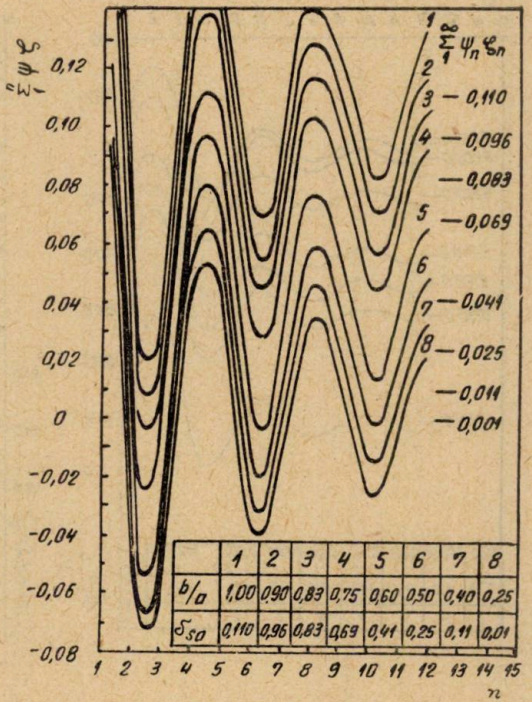


Fig. 5. Determinarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ pentru pentru $Bi=60$ și $\frac{b}{a}\approx 0{,}479$.

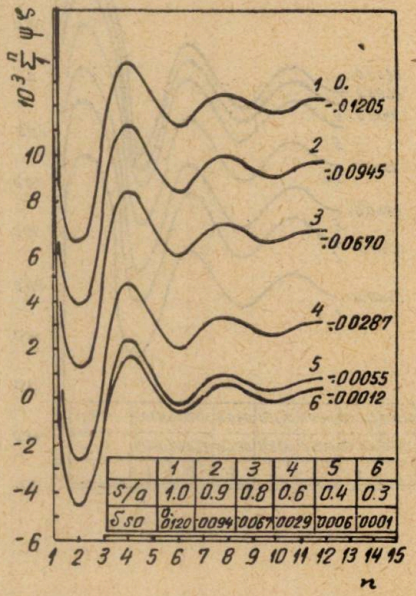


Fig. 6. Determinarea erorii suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ pentru $Bi=0{,}3$ și $\frac{b}{a}\approx 0{,}479$

Prin valorile date mărimilor adimensionale Bi, $\frac{b}{b}$ și $\frac{s}{a}$ s-a căutat a se cuprinde întreagă gamă a condițiilor și domeniului de lucru atît pentru aparatul cercetat cît și pentru celelalte aparate utilizate curent. De observat că, datorită caracterului adimensional al tuturor mărimilor ce intră în componența expresiei erorii $\bar{\delta}_{sa}$ și chiar a erorii δ_{sa} $\left(\frac{s}{b}$ și $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$ sînt de asemenea mărimi adimensionale$\right)$, valorile numerice stabilite sînt valabile pentru orice aparat și orice condiții de lucru, dacă, bineînțeles se asigură în prealabil îndeplinirea tuturor condițiilor de similitudine: aceleași valori pentru fiecare din mărimile Bi, $\frac{b}{a}$, $\frac{s}{a}$ [1] și $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$ deci similitudinea geometrică a probei (inclusiv secțiunea fluxului termic activ) plus egalitatea invarianților Bi și $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$, pentru δ_{sa}, respectiv numai a invariantului Bi, pentru $\bar{\delta}_{sa}$.

Reprezentările grafice ale variației sumei primilor termeni ai seriei Fourier-Bessel ce exprimă eroarea suplimentară $\bar{\delta}_{sa}$, reprezentări pe baza cărora s-au determinat valorile acestei erori, arată cît de mult și cît de diferit influențează fiecare din factorii amintiți asupra curbelor reprezentative. În ceea ce privește influența criteriului Bi este suficient a compara fig. 5 și 6 construite prima pentru $Bi=60$, a doua pentru $Bi=0{,}3$, ambele pentru aceeași valoare a lui $\frac{b}{a}$. Se observă că variația criteriului Bi conduce la deplasarea curbelor reprezentative spre ordonate cu atît mai mari și le mărește amplitudinea oscilațiilor cu atît mai mult cu cît valorile Bi devin mai mari; în rest, curbele reprezentative își păstrează aceeași alură $\left($v. și fig. 1, 2, 3, construite toate pentru aceeași valoare a lui $\frac{b}{a}\right)$. Variația factorului $\frac{s}{a}$ păstrează atît alura cît chiar și amplitudinea de oscilație (aproximativ) a curbelor, pe care le deplasează însă pe verticală spre ordonate tot mai mari pe măsură ce $\frac{s}{a}$ devine mai mare (v. fig. 1, 2, 3, 5 și 6).

În același sens, al deplasării curbelor spre ordonate tot mai mari pe măsura creșterii sale, acționează și factorul $\frac{b}{a}$, cu observația însă că influența acestuia este puternic resimțită și asupra amplitudinii lor de oscilație și chiar și asupra alurii curbelor reprezentative pe care o poate modifica substanțial (v. fig. 4).

Concluziile asupra influenței fiecăruia din factorii de care depinde eroarea suplimentară $\bar{\delta}_{sa}$ respectiv δ_{sa} pot fi urmărite în fig. 7, 8 și 9 respectiv în fig. 10, 11 și 12, remarcîndu-se următoarele:

---

[1]) Egalitatea lui $\frac{s}{b}$ se include în verificarea egalității mărimilor $\frac{b}{a}$ și $\frac{s}{a}$.

— Pentru $\frac{b}{a}$ = const și Bi = const, erorile suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ și δ_{sa} încep să fie resimțite de la valori ale raportului $\frac{s}{a}$ în jurul a 0,3 și — de la $\frac{s}{a}$ = = 0,4÷0,5, în special — cresc aproape linear cu valorile acestui raport (v. fig. 7 și 10).

— $\bar{\delta}_{sa}$ și δ_{sa} sînt cu atît mai mari cu cît și valoarea cifrei Bi considerată este mai mare; curbele reprezentative ale erorilor $\bar{\delta}_{sa}$ și δ_{sa} în funcție de $\frac{s}{a}$, pentru diferite valori ale cifrei Bi și $\frac{b}{a}$ = const, formează un fascicol divergent, cu o divergență tot mai accentuată pe măsura reducerii cifrei Bi. De remarcat că panta curbelor reprezentative ale

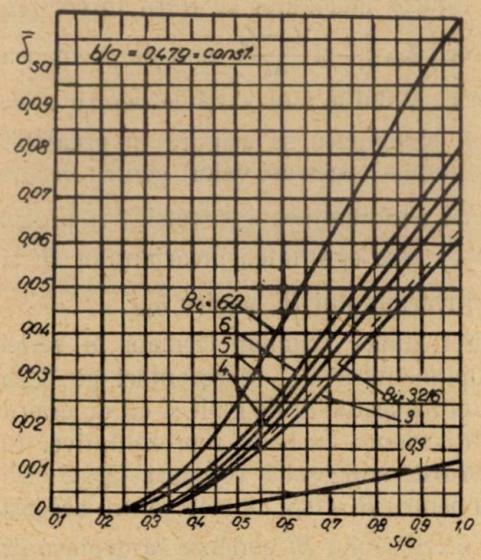


Fig. 7. Influența cifrei Bi și a raportului s/a asupra erorii suplimentare $\bar{\delta}_{sa}$ pentru b/a = const ($b/a \sim 0{,}479$).

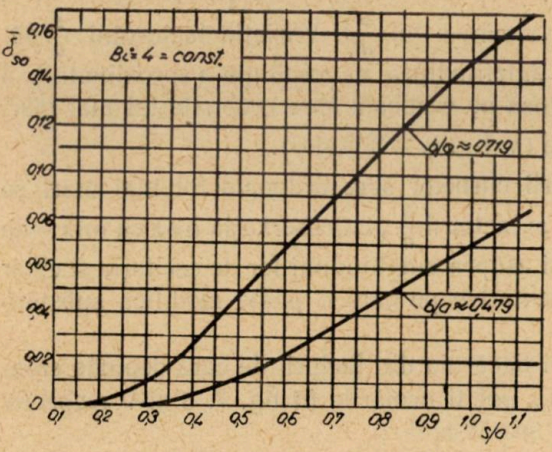


Fig. 8. Influența mărimilor s/a și b/a pentru Bi = const (Bi = 4).

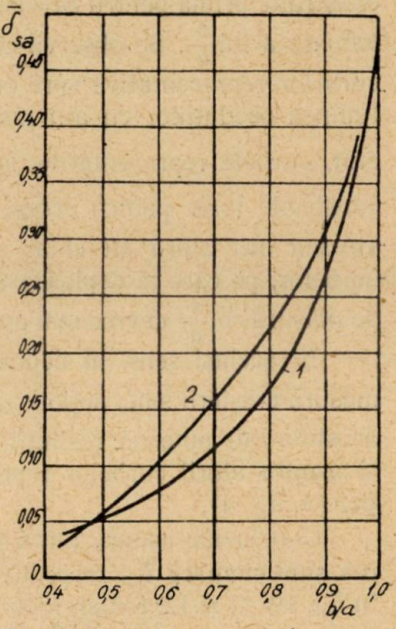


Fig. 9. Influența raportului b/a pentru: *1* — Bi = const și s/a = const (Bi = 6, s/a = 0,75); *2* — s/b = const, $\frac{\alpha}{\lambda} = C_1$ = const (s/b = 1,565; C_1 = 20 m^{-1}; $Bi = C_1 a$).

erorii suplimentare δ_{sa} este mai accentuată decît aceea a curbelor reprezentative ale erorii $\bar{\delta}_{sa}$, δ_{sa} fiind determinat pe baza relației (v. ec. 3)

$$\delta_{sa} = 8 \frac{s}{b} \frac{t_m - t_e}{\Delta t} \bar{\delta}_{sa} \tag{3 a}$$

sau, pentru $\frac{b}{a}$ =const și $\frac{t_m - t_e}{\Delta t} = 0{,}1$ — cum am admis, pentru ușurarea calculelor, influența factorului $\frac{t_m - t_e}{\Delta t}$ urmînd a fi considerată separat,

$$\delta^*_{sa} = 0{,}8 \frac{s/a}{b/a} \bar{\delta}_{sa} = \text{const.} \frac{s}{a} \bar{\delta}_{sa} \cdot \text{ [1]} \tag{3 b}$$

Influența defavorabilă a valorilor mari ale raportului $\frac{s}{a}$ este deci mai puternic resimțită în cazul erorii δ_{sa} decît al erorii $\bar{\delta}_{sa}$.

— În același sens, al măririi erorilor suplimentare δ_{sa} și $\bar{\delta}_{sa}$ acționează și mărirea valorilor admise pentru raportul $\frac{b}{a}$; curbele reprezentative ale acestor erori în funcție de $\frac{s}{a}$ pentru diferite valori ale raportului $\frac{b}{a}$ și Bi = =const formează de asemenea un fascicol divergent (v. fig. 8 și 9) cu aceeași accentuare a divergenței spre valori mai mici ale raportului $\frac{b}{a}$ (v. ec. 3 b); panta curbelor reprezentative ale erorii δ_{sa} este de asemenea mai accentuată (influența dezavantajoasă a măririi lui $\frac{s}{a}$ este mai puternic resimțită) decît aceea corespunzătoare erorii $\bar{\delta}_{sa}$, deoarece δ_{sa} se determină pe baza aceleiași relații (3 b), bineînțeles cu alte valori ale constantei, după valoarea considerată pentru raportul $\frac{b}{a}$ [2]).

Aceleași concluzii asupra influenței defavorabile a unor valori mari ale raportului $\frac{b}{a}$ rezultă și din fig. 9 respectiv 12 — curbele 1 — unde s-a reprezentat eroarea suplimentară $\bar{\delta}_{sa}$ respectiv δ_{sa} în funcție de $\frac{b}{a}$ pentru Bi =const și $\frac{s}{a}$ =const. De observat că panta curbei reprezentative a erorii δ_{sa} este mai redusă decît aceea corespunzătoare erorii $\bar{\delta}_{sa}$, ceea ce arată că influența defavorabilă amintită este mai puțin resimțită în cazul erorii δ_{sa}; se explică

---

[1]) $\delta^*_{sa} = 10 \frac{t_m - t_e}{\Delta t} \delta_{sa}$; pentru $\frac{b}{a} \cong 0{,}479$, $\delta^*_{sa} \approx 1.699 \frac{s}{a} \delta_{sa}$.

[2]) Pentru $\frac{b}{a} = 0{,}719$, $\delta^*_{sa} = 1{,}112 \frac{s}{a} \delta_{sa}$.

aceasta prin relația de calcul (3 a) a erorii δ_{sa} care, pentru Bi=const, $\frac{s}{a}$=const și $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$=0,1, devine

$$\delta^*_{sa} = 0{,}8\,\frac{\text{const}}{b/a}\,\bar{\delta}_{sa} = \text{const}\,\frac{\bar{\delta}_{sa}}{b/a}\,.\ ^{1)} \qquad (3\,c)$$

Faptul că, pe baza ecuației (3 c), δ_{sa} depinde de raportul $\frac{b}{a}$ atît direct și scade hiperbolic prin creșterea acestuia — cît și indirect, prin $\bar{\delta}_{sa}$ care crește cu $\frac{b}{a}$, arată nu numai reducerea influenței defavorabile a raportului $\frac{b}{a}$

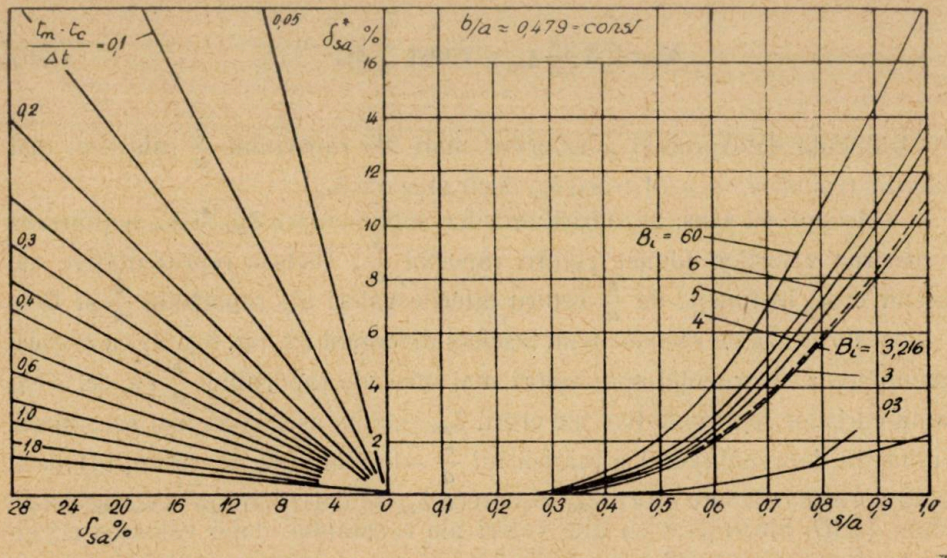


Fig. 10. Variația erorii suplimentare δ_{sa} în funcție de mărimile adimensionale Bi, s/a și $(t_m-t_e)/\Delta t$ pentru b/a=const.

dar chiar și posibilitatea unei valori optime a raportului $\frac{b}{a}$ cu o eroare suplimentară δ_{sa} minimă, pentru condițiile considerate (s/a=const și Bi= =const); este tocmai ceea ce se observă și în fig. 12.

— Pentru $\frac{\alpha}{\lambda}$=const și $\frac{s}{b}$=const, condiții ce intervin în studiul influenței dimensiunilor transversale ale probelor (probe din același material și aceeași grosime), fig. 9 și 12 (curbele 2) arată o creștere continuă a erorilor $\bar{\delta}_{sa}$ și δ_{sa} cu $\frac{b}{a}$; se impune în consecință admiterea unor secțiuni cît mai mari ale

[1]) Pentru $\frac{s}{a}$=0,75, $\delta^*_{sa}=0{,}6\,\frac{\bar{\delta}_{sa}}{b/a}$.

probelor. Relația de calcul a erorii δ_{sa}, pentru acest caz $\left(\frac{a}{b}=\text{const și } \frac{t_m-t_e}{\Delta t}=0{,}1\right)$, va fi evident

$$\delta^*_{sa}=0{,}8\,\frac{s}{b}\,\bar{\delta}_{sa}=\text{const}\,\bar{\delta}_{sa}\cdot\ ^{1}) \qquad (3\,d)$$

— Influența raportului $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$ asupra erorii δ_{sa} este evidentă pe baza relației

$$\delta_{sa}=\frac{t_m-t_e}{\Delta t}\,\frac{\delta^*_{sa}}{0{,}1}=\frac{t_m-t_e}{\Delta t}\,(10\,\delta^*_{sa}) \qquad (4)$$

sau a ecuației (3 a) și poate fi urmărită grafic în fig. 10.

— Așa cum s-a mai amintit, datorită caracterului adimensional al tuturor factorilor considerați, toate concluziile de mai sus ca și valorile numerice stabilite prin graficele prezentate sînt generale, aplicabile tuturor aparatelor pentru măsurarea conductivității termice bazate pe metoda plăcii cu pierderi laterale de căldură ale probelor prin convecție liberă. Cifrele din graficele

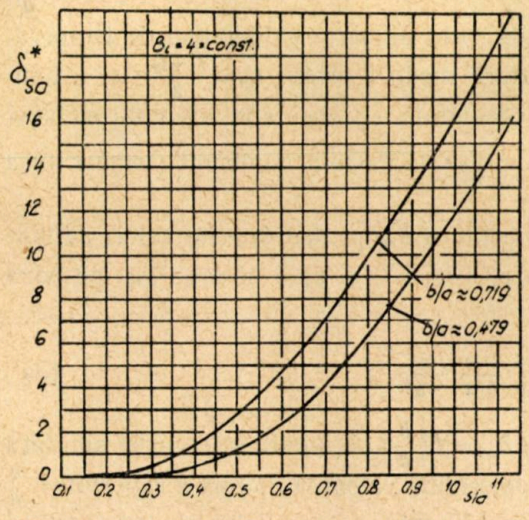


Fig. 11. Influența mărimilor s/a și b/a asupra erorii suplimentare δ_{sa} pentru Bi=const (Bi=4).

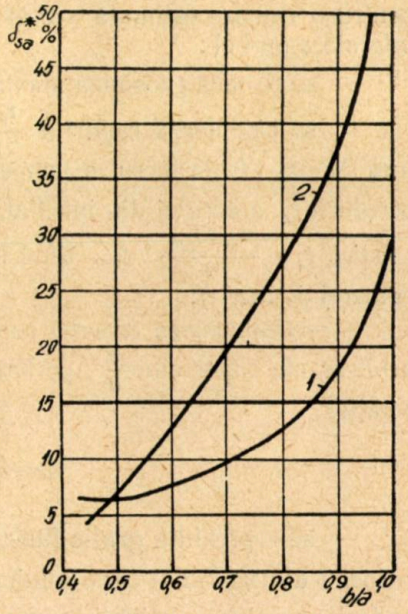


Fig. 12. Variația erorii suplimentare δ_{sa} în funcție de mărimea raportului b/a pentru :

1 — Bi=const și s/a=const (Bi=6 ; s/a=0,75) ; *2* — s/b =const și $\frac{a}{\lambda}=C_1$= =const (s/b=1,565 ; C_1=20 m^{-1} ; $Bi=C_1\,a$).

[1]) Pentru $\frac{s}{b}=1{,}565$, $\delta^*_{sa}=1{,}251\,\bar{\delta}_{sa}$.

amintite sînt valabile, așa cum au fost calculate, pentru secțiuni circulare atît ale probelor cît și ale fluxului termic activ, dar pot fi aplicate, cu aproximație, și unor secțiuni de alte forme.

Concluziile practice ce rezultă pe baza acestui studiu general pentru construirea și exploatarea unui aparat de tipul amintit sînt următoarele:

— Fixarea dimensiunilor secțiunii fluxului termic activ nu trebuie să fie arbitrară sau orientată numai după dimensiunile neuniformităților de structură ale materialelor ce urmează a fi cercetate; este indicat a se avea în vedere și erorile suplimentare prin schimbul caloric cu mediul ambiant δ_{sa} ce depind de fixarea acestor dimensiuni. Pentru aceasta este rațional a se proceda astfel:

— se fixează dimensiunile maxime a ale probelor ce urmează a fi cercetate, dimensiuni limitate din considerente constructive (cu cît se admit mai mari cu atît eroarea δ_{sa}, la aceeași grosime a probei, este mai mică — v. fig. 10 și 11);

— se calculează cifra $Bi=\frac{\alpha}{\lambda}a$ pentru o valoare medie a coeficientului de conductivitate termică λ din domeniul de lucru al aparatului proiectat și pentru o valoare estimată a coeficientului de convecție liberă α la suprafața laterală a probei;

— se fixează grosimea maximă s a probelor și se calculează raportul $\frac{s}{a}$;

— se calculează raportul $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$ prin admiterea diferenței de temperatură $\Delta t=t_2-t_1$ de lucru, a temperaturii medii a probei $t_m=\frac{t_1+t_2}{2}$ și a temperaturii t_e a aerului din imediata vecinătate a probei, spre exemplu pe baza relației $t_e=\frac{t_m+t_{am}}{2}$, t_{am} fiind temperatura mediului ambiant (temperatura camerei de lucru);

— se calculează eroarea suplimentară $\bar{\delta}_{sa}$ pentru diferite valori admise arbitrar ale raportului $\frac{b}{a}$, pe baza relației (3) și apoi eroarea $\bar{\delta}_{sa}$, pe baza relației

$$\delta_{sa}=8\frac{s}{b}\frac{\bar{\delta}_{sa}}{b/a}\frac{t_m-t_e}{\Delta t}; \qquad (3a')$$

— se reprezintă grafic funcția $\bar{\delta}_{sa}=f\left(\frac{b}{a}\right)$ obținîndu-se o curbă similară curbei *1* din fig. 12 al cărei minim determină valoarea optimă a raportului $\frac{b}{a}$ și deci a razei b a secțiunii fluxului termic activ.

— În exploatarea unui aparat, eroarea suplimentară δ_{sa} poate ajunge la valori considerabile, cu atît mai mari cu cît grosimea probei este mai mare, cu cît raza exterioară a probei este mai mică, cu cît conductivitatea termică a materialului probei este mai mică, diferența de temperatură Δt de lucru este mai mică și cu cît temperatura medie a probei t_m este mai ridicată față de temperatura mediului ambiant t_{am}. Confecționarea probelor cu secțiunile cele mai mari admise de aparatul de care se dispune, mărirea diferenței de temperatură Δt între cele două suprafețe de contact ale probei și mai ales

aducerea temperaturii medii a probei t_m la valoarea temperaturii mediului ambiant și reducerea grosimii probei sînt, în consecință, căile prin care se poate asigura reducerea erorii δ_{sa} sub orice valoare dorită sau impusă.

— Rezultă de aici cît de importantă pentru exploatarea unui aparat este cunoașterea unei diagrame complete care să redea erorile sale suplimentare δ_{sa} pentru diferite condiții de lucru posibile. În mărimi adimensionale, o astfel de diagramă construită pentru $\frac{b}{a}=0{,}479$ — valoare rezultată din dimensiunile constructive ale aparatului cercetat — este redată în fig. 10, diagrame adimensionale similare putînd fi construit, evident, pentru ori ce alte valori ale raportului $\frac{b}{a}$. Trecerea de la aceste diagrame adimensionale la diagrame caracteristice dimensionale, mai concrete și mai ușor de folosit, este simplă și se reduce la schimbarea scării absciselor spre a înscrie grosimea s a probelor (în locul raportului $\frac{s}{a}$) și înlocuirea cifrelor Bi înscrise pe curbele reprezentative — prin coeficienții de conductivitate λ corespunzători (α se apreciază); de factorul corectiv $\frac{t_m-t_e}{\Delta t}$ se poate ține seama fie păstrînd forma adimensională a acestuia, ca în fig. 10, fie considerînd separat influența diferențelor de temperaturi t_m-t_e și Δt, ca în fig. 13, fie cu ajutorul unei nomograme auxiliare, de tipul aceleia reprezentată în fig. 14, de exemplu.

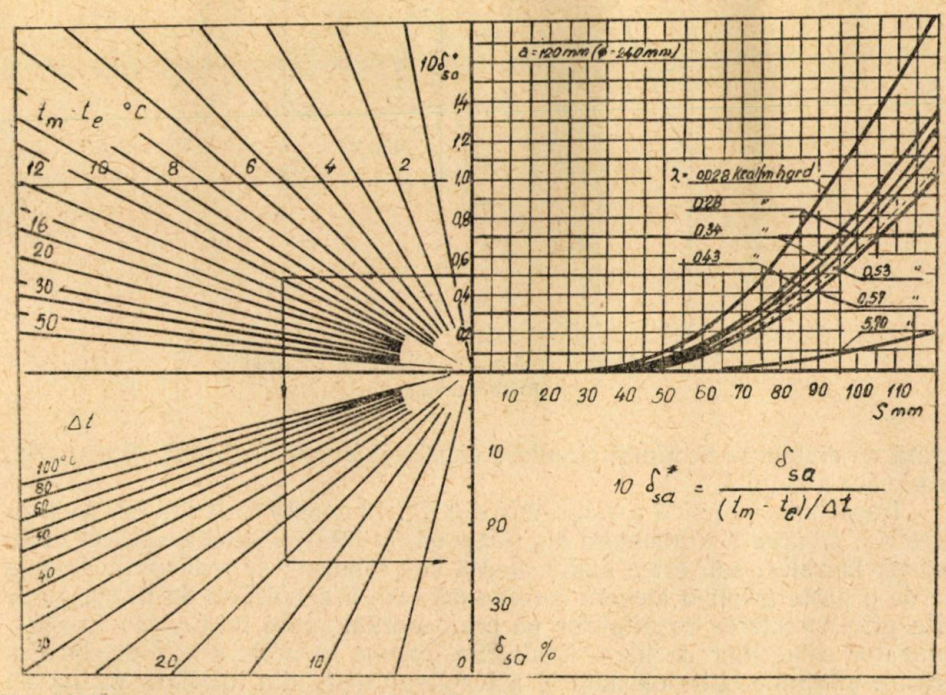


Fig. 13. Diagrama erorilor suplimentare prin schimb caloric cu mediul ambiant δ_{sa}, pentru aparatul cercetat (valori minime corespunzătoare probelor de secțiune maximă — Ø=240 mm).

O diagramă completă a erorilor prin schimb caloric cu mediul ambiant δ_{sa} — construită pentru aparatul cercetat — poate fi urmărită în fig. 13. Diagrama este construită pentru secțiuni circulare ale probelor de dimensiuni maxime ($\phi = 240$ mm); pentru dimensiuni mai mici sînt de așteptat, evident, erori suplimentare δ_{sa} mai mari iar pentru secțiuni patratice cu latura

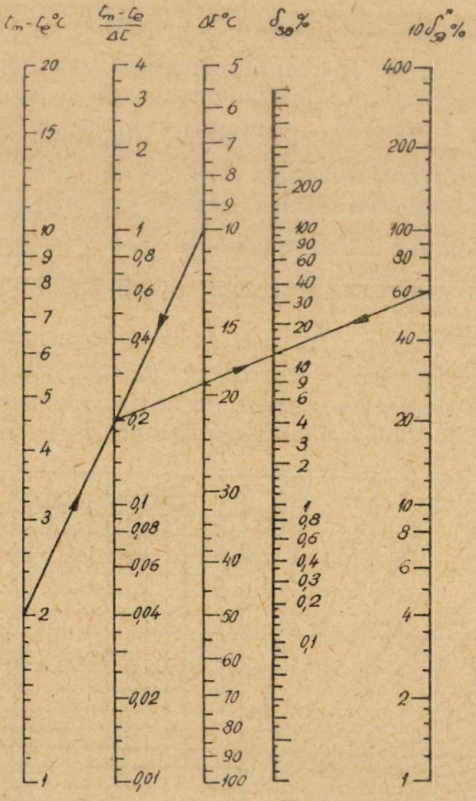


Fig. 14. Nomogramă pentru calculul erorii suplimentare δ_{sa}

egală cu diametrul secțiunii circulare considerate sau mai mari, dimpotrivă, erori ceva mai mici.

Importanța practică a diagramei din fig. 13 constă în faptul că, pe baza acesteia, eroarea suplimentară δ_{sa} poate să fie total eliminată sau cel puțin redusă la valori sub orice limită aleasă sau impusă; se realizează aceasta pe de o parte printr-o alegere corespunzătoare a condițiilor de lucru, pe de alta prin corectarea rezultatelor pe baza erorilor citite în diagramă, corespunzător condițiilor de lucru fixate. Se impune în acest scop introducerea printre mărimile citite obișnuit și a temperaturii t_e din imediata vecinătate a probei, de recomandat printr-un termometru sau termoelement de o precizie egală cu a instrumentelor folosite pentru măsurarea diferenței de tem-

peratură Δt. Este singura completare a instrumentajului aparatului în vederea stăpînirii acestei erori importante.

În încheierea acestui studiu al erorii suplimentare δ_{sa} este de subliniat faptul că rezultatele obținute pe baza considerațiilor teoretice prezentate mai sus sînt în deplină concordanță cu rezultatele experimentale obținute

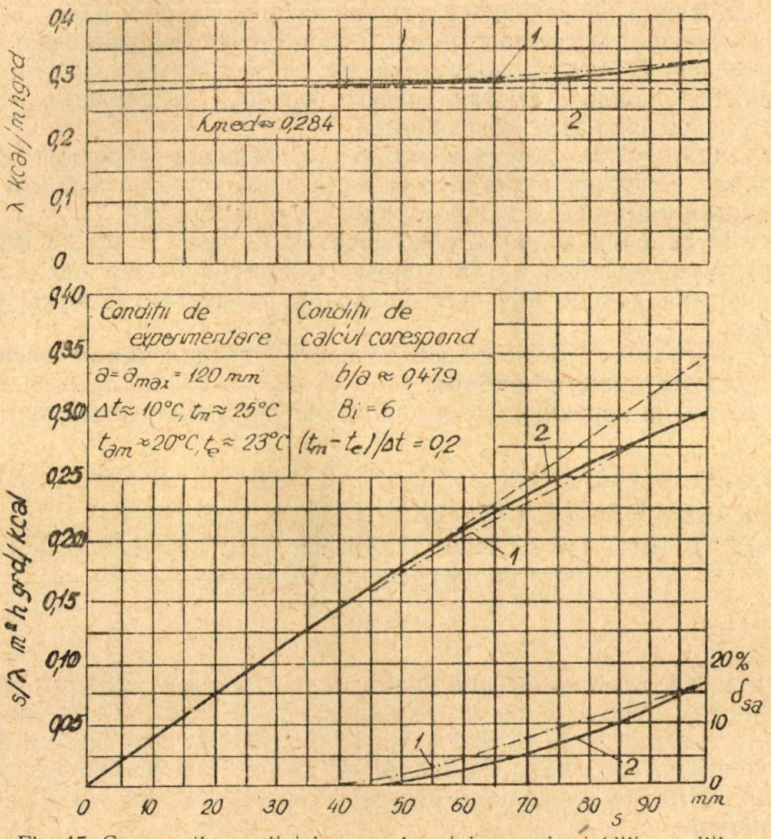


Fig. 15. Comparația rezultatelor experimentale cu cele stabilite analitic:
1 — curbe experimentale; 2 — curbe teoretice.

(v. fig. 15). De altfel alegerea cifrelor *Bi* considerate în studiul teoretic ca și construirea diagramei din fig. 13 au avut la bază tocmai aceste rezultate experimentale cunoscute.

BIBLIOGRAFIE

1. v. Barbu V. „Asupra erorilor datorite schimbului caloric cu mediul ambiant în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii", Comunicare prezentată la cea de-a VIII-a ses. a cadrelor did. din Institt. Politehnic Timișoara, ian. 1961, vezi acest volum, p. 89.
2. v. Barbu V. „Influența parametrilor externi asupra funcționării aparatului Dr. Bock pentru determinarea conductivității termice", Bul. Institt. Politehn. Timișoara, t. 4 (18), 1959, p. 123.

ВЛИЯНИЕ ГЛАВНЫХ ФАКТОРОВ НА ПОБОЧНЫЕ ПОТЕРИ ПРИ ОПЫТНОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДИМОСТИ

(РЕЗЮМЕ)

На основании приведенного в одной из предыдущих работ аналитического выражения погрешности при теплообмене с окружающей средой, для определения теплопроводимости методом пластины, рассматривается влияние каждого составляющего фактора и деляются выводы с целью уменьшения этой погрешности.

Указывается, что для максимальных величин образцов имеется оптимальная величина активного сечения теплового потока, что нужно принимать во внимание при проектировании приборов.

Даются условия подобия обеспечивающие одни и те же величины дополнительной ошибки из за побочных потерь. Также предлагаются характеристики дополнительных ошибок в размерных и безразмерных величинах.

Эти диаграммы увеличивают точность определения и расширяют область работы данного прибора.

В заключении сравниваются аналитические результаты с опытными.

INFLUENCE DES PRINCIPAUX FACTEURS SUR LES PARTES LATÉRALES DANS LA DÉTERMINATION EXPÉRIMENTELE DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITÉ THERMIQUE PAR LA MÉTHODE DE LA PLAQUE

(RÉSUMÉ)

Partant de l'expression analytique de l'erreur par échange calorique avec le milieu ambiant dans la détermination de la conductibilité thermique par la méthode de la plaque (expresion présentée par l'auteur dans un travail antérieur) on étudie l'influence de chaque facteur composant et on établit une série de conclusions pour assurer des valeurs minima de l'erreur considerée.

On y montre que pour des dimensions maxima des épreuves fixées par considérations constructives, il existe une valeur optimale de la section active de flux thermique, dont on doit tenir compte dans la projection de chaque appareil.

On y présente les conditions de similitude dont l'accomplissement assure les mêmes valeurs de l'erreur supplémentaire par les pertes latérales.

En même temps on présente les courbes caractéristiques des erreurs supplémentaires considérées, pour les différentes conditions de travail posibles, en grandeurs adimensionnelles et dimensionnelles.

L'établissement de tels diagrammes accroit la précision des déterminations et élargit le domaine de travail de l'appareil en cause.

A la fin, on compare les résultats obtenus analytiquement à ceux établis expérimentalement.

ASUPRA DOMENIULUI DE LUCRU AL APARATELOR PENTRU DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE CONDUCTIVITATE TERMICĂ PRIN METODA PLĂCII, CU ALIMENTARE DIRECTĂ DE LA REȚEA

DE

BARBU VIRGIL

Domeniul de utilizare al unui aparat pentru determinarea conductivității termice prin metoda plăcii poate fi stabilit pe baza relației evidente :

$$\frac{s}{\lambda} = \frac{\Delta t}{Q_e/S} \text{ m}^2\text{h grd/kcal} \qquad (1)$$

sau, pentru aparatele cu încălzire intermitentă, cu

$$Q_0 = 2Q_e = 0{,}86\, w_0 \text{ kcal/h} \quad \text{(v. [1])} \qquad (2)$$

$$\frac{s}{\lambda} = \frac{2}{0{,}86 w_0/S} \Delta t \text{ m}^2\text{h grd/kcal} \qquad (3)$$

unde

- $\frac{s}{\lambda}$ reprezintă rezistența termică măsurabilă ;
- w_0 puterea corespunzătoare rezistenței de încălzire, în watt ;
- S secțiunea activă a fluxului termic prin probă (suprafața plăcii de încălzire), în m² ;
- Δt diferența de temperatură între cele două suprafețe de contact ale probei, în °C.

Limitele domeniului de lucru al aparatului considerat se determină înlocuind în ec. (3) valorile extreme w_{01} și w_{0z} ale puterii de încălzire w_0 ; cu cît diferența de temperatură Δt poate fi admisă mai mare, cu atît și domeniul de lucru va rezulta mai larg.

Invers, în proiectarea unui aparat, valorile extreme ale puterii de încălzire w_{01} și w_{0z} (deci și măsura intervalului $M = w_{0z}/w_{01}$), pe care se axează toate calculele de proiectare (v. [2]), se determină de asemenea pe baza ec. (3), pornind de la domeniul de lucru al aparatului fixat prin valorile extreme ale rezistenței termice măsurabile s/λ.

Importanța practică a ec. (3) în exploatarea unui aparat rezidă însă nu numai în determinarea posibilităților aparatului și verificarea imediată dacă este propriu pentru o probă dată (prin estimarea sau cunoașterea prealabilă a coeficientului de conductivitate termică al acesteia), dar, pe baza relației amintite, se poate vedea în ce măsură putem să acționăm fie asupra grosimii probei s — dacă neomogenitatea materialului o permite —, fie asupra

diferenței de temperatură Δt, astfel încît să ne încadrăm în domeniul de lucru al aparatului. Mai mult, pentru o probă dată, cu o grosime optimă fixată atît din considerații asupra neomogenității materialului cît și din considerații asupra schimbului caloric cu mediul ambiant (v. [3]), în cazul că proba se încadrează în domeniul de lucru al aparatului, ec. (3) permite — pentru o diferență de temperatură Δt aleasă sau impusă — să se calculeze imediat și treapta optimă de încălzire ; se evită astfel tatonările și pierderile îndelungate și obositoare de timp legate de acestea.

Într-adevăr, pe baza ec. (3) și ținînd seama de legea de variație exponențială a încălzirii corespunzătoare diferitelor trepte (v. [2])

$$w_0 = w_{01} e^{\beta (n-1)}, \tag{4}$$

se obține

$$n = 1 + \ln \left(\frac{2S}{0{,}86 w_{01} s/\lambda} \Delta t \right)^{1/\beta}. \tag{5}$$

De observat că, odată w_0 determinat pe baza relației

$$w_0 = \frac{2S}{0{,}86 \frac{s}{\lambda}} \Delta t \text{ watt}, \tag{3a}$$

determinarea treptei de încălzire corespunzătoare rezultă imediat prin folosirea curbelor de variație ale încărcării (v. [2]).

★

Pentru calculele numerice prezentate anterior (v. [2]) și pentru aparatul cercetat[1]), admițînd $\Delta t_{min} = 5$ °C (la valori mai mici $\delta_{\Delta t}$ devine prea mare — v. [4]) și $\Delta t_{max} = 75$ °C (în cazul folosirii apei ca fluid de termostatare), rezultă pe baza ec. (3), pentru $w_{01} = 0{,}112$ watt, $w_{0z} = 38{,}1$ watt și $S = 0{,}0104$ m² [$M = 340$, $w_{01}/S \cong 10{,}78$ watt/m², $w_{0z}/S \cong 3\,660$ watt/m²), că rezistențele termice măsurabile se vor afla în intervalul

$$\frac{s}{\lambda} \cong 0{,}003 \div 16 \text{ m}^2 \text{ h grd/kcal}^2).$$

Pentru $\Delta t = 10 \div 20°$ (obișnuit),

$$\frac{s}{\lambda} \cong 0{,}006 \div 4 \text{ m}^2\text{h grd/kcal}.$$

Admițînd $s_{min} = 1$ mm (limitat din considerații asupra erorii de măsurare δ_s a grosimii — v. [4]) și $s_{max} = 55$ mm (limitat din considerații asupra erorii prin schimb caloric cu mediul ambiant — v. [3]), valorile coeficientului de conductivitate termică λ măsurabil cu erori acceptabile se află în intervalul

$$\lambda \cong 0{,}3 \cdot 10^{-3} \div 18 \text{ kcal/m h grd}$$

sau, pentru $\Delta t = 10 \div 20$ °C (obișnuit),

$$\lambda \cong 0{,}25 \cdot 10^{-3} \div 9 \text{ kcal/m h grd}.$$

---

[1]) Este vorba de un aparat modern de construcție Dr. Bock, existent în laboratorul de Termotehnică al Inst. Politehnic Timișoara.

[2]) Domeniul indicat de întreprinderea constructoare este $s/\lambda = 0{,}03 \div 4$; desigur este o greșeală.

Posibilitățile de lucru ale aparatului reies și mai clar din fig. 1 sau 2, deosebit de utile în exploatarea aparatului; ambele diagrame, trasate pe baza ec. (3) și (4), permit urmărirea rapidă a influenței grosimii probei și a

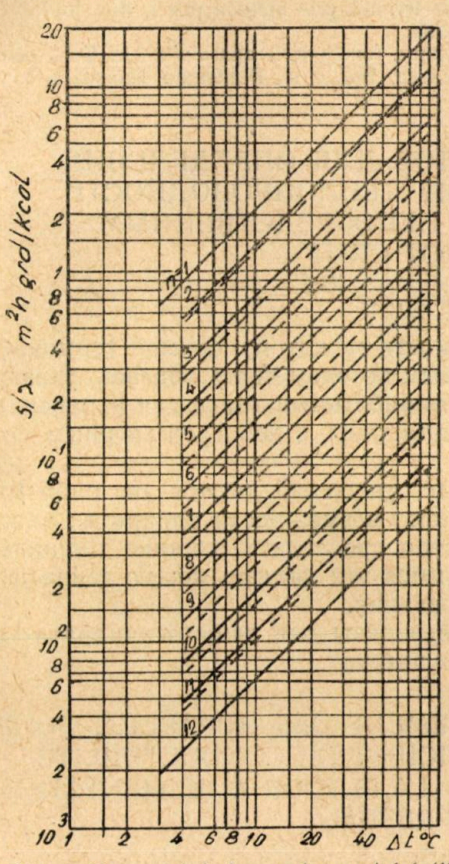


Fig. 1. Domeniul de lucru al aparatului (liniile întrerupte corespund valorilor măsurate ale aparatului cercetat).

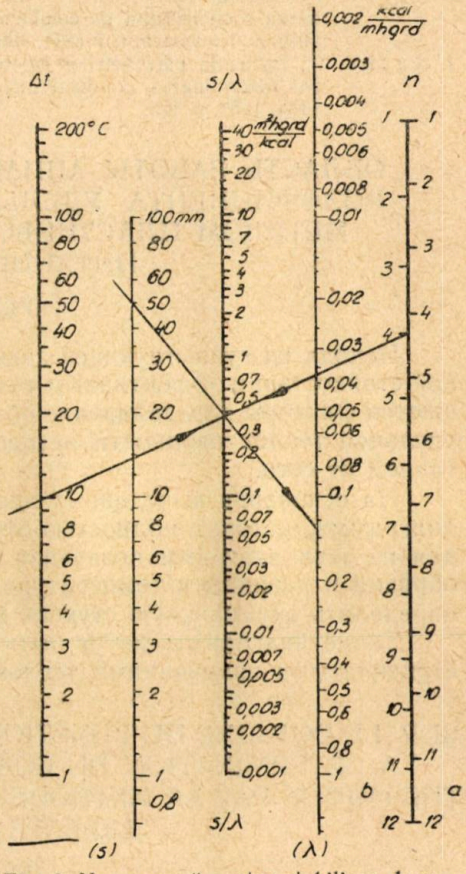


Fig. 2. Nomogramă pentru stabilirea domeniului de lucru :
a – pentru valorile calculate ; *b* – pentru valorile măsurate

diferenței de temperatură Δt și, odată acestea fixate, determinarea imediată a treptei optime de încălzire.

Astfel de diagrame se pot construi evident pentru ori ce aparat cu fluxuri termice variabile în trepte.

BIBLIOGRAFIE

1. Barbu V., Asupra erorilor datorite schimbului caloric dintre placa de încălzire și placa de protecție în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii. Bul. Inst. Politehnic Timișoara, t. 7 (21), fasc. 1, 1962, p. 45.

2. Barbu V., Unele probleme ale calculului încălzirii aparatelor termotehnice de laborator cu alimentare directă de la rețea, Bul. Inst. Politehnic Timișoara, t. 5 (19), 1960, p. 89.
3. Barbu V., Asupra erorilor datorite schimbului caloric cu mediul ambiant în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii, Bul. Inst. Politehnic Timișoara, t. 7 (21), 1962, p. 89.
4. Barbu V., Influența parametrilor externi asupra funcționării aparatului Dr. Bock pentru determinarea conductivității termice, Bul. Inst. Politehnic Timișoara, t. 4 (18), 1959, p. 123.

ОБЛАСТЬ РАБОТЫ АППАРАТОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА УДЕЛЬНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ МЕТОДОМ ПЛАСТИНЫ, С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ПИТАНИЕМ ОТ СЕТИ

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из существующей зависимости между измеримой термической стойкостью и эффективным тепловым потоком через образец, указываются факторы определяющие область работы аппарата для измерения удельной теплопроводности методом пластины, с непосредственным питанием от сети.

На основании выведенных простых отношений даются две рабочых диаграммы, которые полностью отражают возможности аппарата ; каждая из этих диаграмм позволяет быстро проследить влияние толщины образца и разницы в температуре, а имея эти данные можно сейчасже определить оптимальную ступень нагревания.

Такие диаграммы могут быть построенны для любого аппарата со ступенчатыми изменениями теплового потока.

SUR LE DOMAINE DU FUNCTIONNEMENT DES APPAREILS POUR LA DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITÉ THERMIQUE PAR LA MÉTHODE DE LA PLAQUE À ALIMENTATION DIRECTE DU RÉSEAU

(RÉSUMÉ)

En partant de la relation existante entre la résistance thermique mesurable et le flux thermique effectif par l'éprouvette, on indique les facteurs qui déterminent le domaine du fonctionnement d'un appareil pour la mesure de la conductibilité thermique par la méthode de la plaque à alimentation directe du réseau.

Se basant sur les relations simples établies, on présente 2 diagrammes de fonctionnement qui reflètent toutes les possibilités de l'appareil ; chacun de ces diagrammes permet d'observer rapidement l'influence de l'épaisseur de l'éprouvette et de différence de température. Une fois fixés, ces diagrammes permettent la détermination immédiate du degré optimum de rechauffement.

Des diagrammes de ce genre peuvent être établis pour n'importe quel appareil à flux thermiques variables par degrés.

ASUPRA ERORILOR DATORITE SCHIMBULUI CALORIC CU MEDIUL AMBIANT ÎN DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE CONDUCTIVITATE TERMICĂ PRIN METODA PLĂCII

DE

BARBU VIRGIL

Datorită dimensiunilor limitate ale probei (de același ordin cu grosimea), condiția realizării unui flux staționar unidimensional este îndeplinită numai aproximativ: fenomenele de margine datorite schimbului caloric cu mediul ambiant se fac resimțite, putînd conduce la erori suplimentare importante. Este de așteptat evident, ca aceste erori să fie cu atît mai mari cu cît dimensiunile secțiunii probei sînt mai mici, cu cît grosimea probei este mai mare, cu cît rezistența termică a materialului este mai mare (λ mai mic), cu cît secțiunea activă a probei este mai mare față de secțiunea totală și cu cît calitățile de izolare termică față de acțiunile mediului ambiant sînt mai puțin satisfăcătoare. Mărimea erorilor suplimentare considerate depinde așa dar atît de construcția aparatului utilizat cît și de metodica de lucru aplicată. Frecventele neconcordanțe, uneori foarte importante, ce se întîlnesc în datele din literatură asupra coeficienților de conductivitate termică ale aceluiași material (de aceeași denumire și aceeași greutate specifică aparentă) se explică, în parte, și prin ignorarea preciziei de determinare experimentală ca și printr-o metodică de lucru incorectă sau cel puțin diferită (condiții de lucru [1]) diferite, ne comunicate). Este esențial ca încercările experimentale asupra conductivității termice să fie precedate de stabilirea în prealabil a metodicei optime de lucru, capabilă să asigure precizia maximă, precum și de estimarea acestei precizii.

Lucrarea de față reprezintă tocmai un astfel de studiu cu caracter experimental și teoretic pentru stabilirea metodicei optime de lucru și estimarea erorilor suplimentare datorite schimbului caloric cu mediul ambiant în cazul unui aparat modern cu care este dotat laboratorul de Termotehnică al Institutului Politehnic din Timișoara [2]).

Pentru stabilirea formei și dimensiunilor optime ale probelor s-au încercat atît probe de secțiune circulară (după forma plăcii de încălzire), cît și de secțiune patratică (după forma plăcii de protecție și a plăcii reci), de diferite dimensiuni și grosimi.

Deoarece, prin schimbarea mărimii secțiunii probei se schimbă și presiunea de aplicare a plăcii superioare susținută direct de materialul probei, s-a studiat și influența presiunii de aplicare în intervalul de variație posibil.

[1]) Temperatura medie a probei, diferența de temperatură, presiunea de aplicare etc.

[2]) Aparat de construcția Dr. Bock.

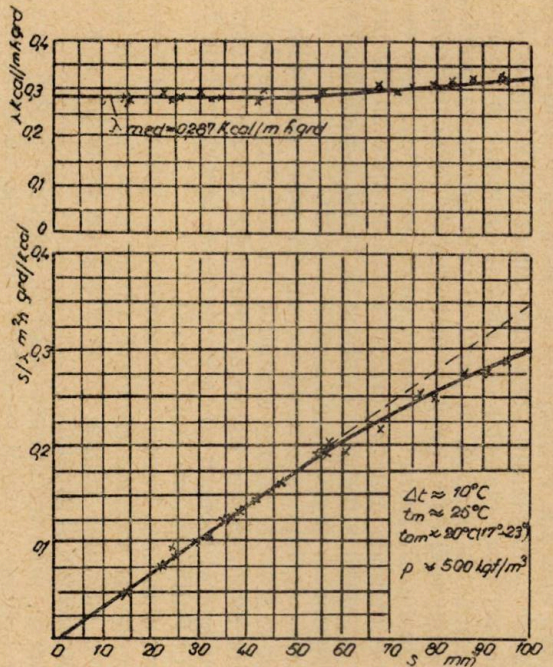


Fig. 1. Influența înălțimii, pentru probe de secțiune circulară cu Ø=146 mm (nisip de cuarț).

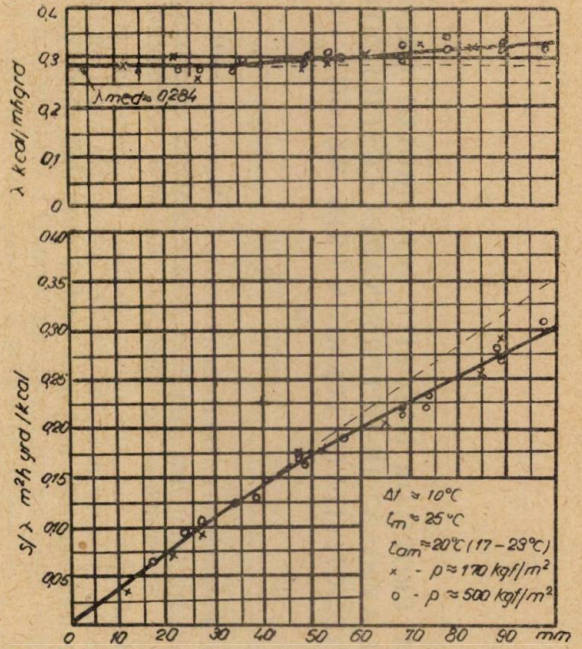


Fig. 2. Influența înălțimii, pentru probe de secțiune circulară cu Ø=240 mm; influența presiunii de aplicare.

Pentru eliminarea influenței straturilor de aer dintre suprafețele de aplicare ale probei și plăcile aparatului, s-a ales ca material pentru probe nisip de cuarț alb, turnat în condiții identice în inele de carton de asbest bitumizat de înălțimi diferite respectiv, în cazul formelor patratice, în rame de lemn (aproximativ de aceeași rezistență termică).

Pentru eliminarea influenței umidității, înaintea fiecărei determinări nisipul a fost uscat pînă la greutate constantă la o temperatură de 105—110 °C, într-o etuvă obișnuită și apoi răcit și păstrat, pînă la introducerea în aparat, în exicatoare.

Timpul necesar pentru aducerea probei la regimul staționar dorit a fost de cca. 3—4 ore, iar timpul de menținere a regimului stabilit de 4—5 ore; timpul total necesar fiecărei determinări varia între 6 și 9 ore. Toate determinările au fost făcute pentru o diferență de temperatură între cele două plăci $\Delta t \cong 10$ °C, la o temperatură medie a probei $t_m \cong 25$ °C și la o temperatură a mediului ambiant $t_{am} = 17 \div 23$ °C (în medie $t_{am} \cong 20$ °C) [1]). Pentru majoritatea probelor s-au efectuat cîte două încercări și, în cazul unor rezultate prea dispersate, chiar mai multe. Rezultatele [2]) celor 65 probe încercate sînt redate în tabela 1 precum și în fig. 1, 2 și 3 din care se desprind următoarele concluzii:

— În intervalul 170÷÷500 kgf/m² — limite între care varia obișnuit presiunea de aplicare rezultată din greutatea plăcii calde, fără greutăți adiționale — influența presiunii amintite este neglijabilă; pentru materiale cu o rigiditate apropiată de a nisipului sau mai mare, nu este necesar astfel să se țină seama și de influența acestui factor la încercarea unor probe cu secțiuni diferite. Pentru materiale elastice sau friabile acest lucru, evident, nu mai este valabil și măsurătorile trebuie făcute la aceeași presiune de aplicare, ce trebuie specificată. Divergența unor date existente în literatură referitoare

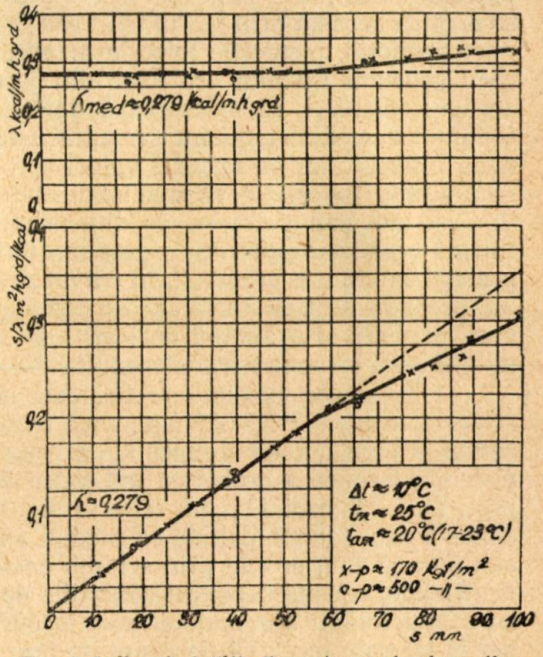


Fig. 3. Influența înălțimii, pentru probe de secțiune patratică de dimensiuni 230×230 mm; influența presiunii de aplicare.

[1]) Temperatura mediului ambiant influențează desigur și ea asupra pierderilor laterale și poate constitui una din cauzele dispersiei punctelor reprezentative ale lui λ, în zona înălțimilor mari ale probelor.

[2]) Valori medii în cazul unor încercări repetate.

la astfel de materiale se explică, în parte, și prin valorile diferite ale presiunii de aplicare. Este suficient a remarca, spre exemplu, că la aparatul V.T.I. presiunea de aplicare este de cca. 1 000 kgf/m², în timp ce la aparatul cercetat este de cca. 200 kgf/m² (obișnuit), adică de cca. 5 ori mai mică [1]).

— Influența formei și dimensiunilor secțiunii probei este de asemenea neglijabilă, cel puțin pentru materiale cu conductivități apropiate de cele măsurate și pentru condițiile de lucru adoptate ($\Delta t \cong 10$ °C, $t_m \cong 25$ °C, $t_{am} \cong$ $\cong 20$ °C, $\lambda \cong 0{,}28$ kcal/m h grd); valorile coeficientului de conductivitate $\lambda_{med} = 0{,}287$ kcal/m h grd pentru probe cu $\phi = 146$ mm, $\lambda_{med} = 0{,}284$ kcal/m h grd pentru probe cu $\phi = 240$ mm și, respectiv, $\lambda_{med} = 0{,}279$ kcal/m h grd pentru probe patratice de dimensiuni 230×230 mm — valori calculate ca medii pentru înălțimi ale probei sub valoarea de la care pierderile laterale se fac puternic resimțite — sînt foarte apropiate (în limita de erori a aparatului); se explică aceasta prin faptul că, dacă pe de o parte, prin reducerea dimensiunilor secțiunii, pierderile laterale ar avea tendința să crească datorită reducerii grosimii fluxului protector din jurul fluxului activ, pe de altă parte aceleași pierderi se micșorează datorită reducerii suprafeței laterale de schimb cu mediul ambiant; rezultă astfel o compensare reciprocă a celor două influențe iar ca rezultat valori aproape egale ale coeficientului de conductivitate. Valorile ceva mai mici obținute în cazul probelor circulare cu $\phi = 240$ mm sau patratice de dimensiuni 230×230 mm indică totuși o influență ceva mai puternică a grosimii fluxului protector față de influența suprafeței laterale a probei și, în concluzie, secțiunile de dimensiuni mai mari ale probelor sînt de preferat; de remarcat că secțiunile de dimensiuni mai mari prezintă și avantajul unei atenuări mai puternice a influenței neuniformităților de structură a materialului din care sînt confecționate.

— Influența grosimii probei este neglijabilă numai pentru valori ale acesteia în jurul a 50÷55 mm, ceea ce se poate observa în special din reprezentarea rezistențelor termice s/λ funcție de înălțime: variația liniară a rezistenței termice a probei cu înălțimea acesteia reprezintă, după cum arată prof. D. L. Timrot [1], un criteriu sigur al absenței pierderilor laterale de căldură prin schimb caloric cu mediul ambiant. Pentru grosimi ale probelor sub 50÷55 mm, erorile prin schimb caloric pot fi considerate în consecință neglijabile, cel puțin pentru condițiile de lucru amintite și pentru materiale cu conductivități apropiate de cele măsurate; pentru grosimi mai mari pierderile laterale încep să fie resimțite brusc, conducînd la erori ce pot ajunge — pentru măsurătorile făcute — pînă la 18% sau chiar mai mult (v. fig. 4). De observat că rezultatele obținute sînt în deplină concordanță cu acelea ale lui Kaufman pentru aparatul V.T.I.

*

Rezultă din cele de mai sus că înălțimea probelor trebuie redusă la valorile minime posibile, observînd că grosimi mici conduc totodată la fluxuri termice mai puternice și deci, pe baza celor stabilite anterior (v. [3] și [4]),

[1]) Pentru asigurarea unei bune etanșeități de contact, normele OST recomandau o presiune de aplicare de ordinul a 1÷2 kgf/cm², adică de 10÷20 respectiv de 50÷100 ori mai mare. Astăzi nu se mai lucrează cu astfel de presiuni.

Tabela 1

Rezultate experimentale asupra influenței formei și dimensiunilor secțiunii probei, a înălțimii și a presiunii de aplicare

Nr. crt.	Forma și dimensiunea probei (mm)	Grosimea probei s (mm)	Presiunea de aplicație (kgf/m²)	λ (kcal/mh grd)	s/λ (m²hgrd/kcal)	Nr. crt.	Forma și dimensiunea probei (mm)	Grosimea probei s (mm)	Presiunea de aplicație (kgf/m²)	λ (kcal/mh grd)	s/λ (m²hgrd/kcal)
1	2	3	4	5	6	1	1	3	4	5	6
1		14,76		0,284	0,0520	35		22,02		0,293	0,0751
2		22,20		0,292	0,0751	36		23,86		0,275	0,0868
3		23,43		0,271	0,0866	37		27,29		0,268	0,0945
4		24,46		0,284	0,0860	38		48,46		0,285	0,170
5		30,25		0,294	0,103	39	∅240	48,48	170	0,281	0,172
6		34,47		0,280	0,123	40		51,94		0,297	0,175
7		35,62		0,290	0,123	41		61,16		0,304	0,201
8		35,74		0,285	0,125	42		72,45		0,317	0,228
9		41,96		0,288	0,146	43		89,43		0,311	0,287
10	∅146	46,38	500	0,291	0,159						
11		53,92		0,286	0,189	44		10,98		0,280	0,0392
12		55,74		0,293	0,190	45		17,90		0,276	0,0649
13		66,13		0,313	0,211	46		18,48		0,272	0,0680
14		71,05		0,301	0,236	47		25,04		0,281	0,0891
15		74,52		0,308	0,242	48		30,36		0,274	0,111
16		78,91		0,312	0,254	49		31,48		0,281	0,112
17		85,84		0,316	0,272	50	□230×230	39,29	500	0,283	0,139
18		90,67		0,323	0,281	51		47,62		0,283	0,168
19		94,99		0,326	0,291	52		52,93		0,285	0,186
						53		58,45		0,281	0,208
20		11,12		0,282	0,0394	54		68,79		0,308	0,223
21		15,20		0,274	0,0555	55		76,82		0,308	0,249
22		23,80		0,278	0,0857	56		87,77		0,332	0,264
23		27,35		0,276	0,0991	57		99,23		0,322	0,308
24		34,17		0,274	0,125						
25		37,52		0,291	0,129	58		17,48		0,257	0,068
26		48,88		0,293	0,167	59		37,45		0,284	0,132
27	∅240	51,91	500	0,305	0,170	60		39,13		0,286	0,137
28		55,67		0,297	0,187	61	□230×230	39,14	170	0,282	0,139
29		67,32		0,310	0,217	62		39,31		0,271	0,145
30		77,33		0,323	0,239	63		66,53		0,300	0,222
31		83,82		0,321	0,261	64		81,76		0,322	0,254
32		88,87		0,316	0,281	65		89,47		0,318	0,282
33		89,39		0,327	0,274						
34		97,54		0,314	0,310						

la valori mai reduse și ale celorlalte erori și, în același timp, la reducerea timpului de intrare în regim, deci la reducerea timpului de încercare (eroarea introdusă din citirea grosimii s este foarte mică și nu depășește 0,2% chiar la o reducere a înălțimii probei sub 3 mm). Singurul dezavantaj al reducerii grosimii probei constă în accentuarea influenței straturilor de aer din-

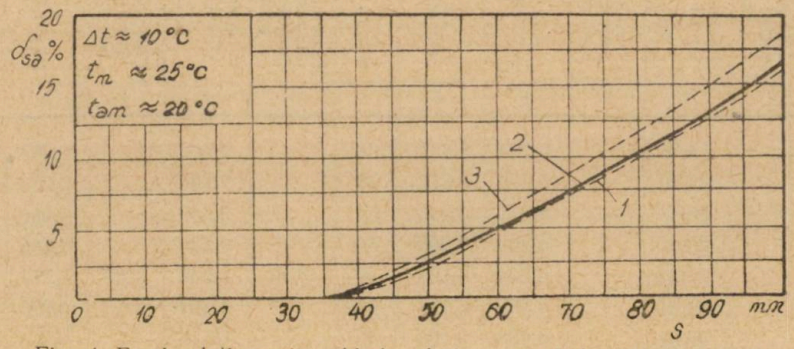


Fig. 4. Erori relative prin schimb caloric cu mediul ambiant funcție de înălțimea probei :
1 – 230×230 mm ; 2 – ∅ 240 mm ; 3 – ∅ 146 mm.

tre suprafețele de contact ale probei și plăcile aparatului precum și a neuniformității structurale a materialului de confecționare, în special în cazul unor granulozități mari ; *pentru astfel de cazuri, cînd confecționarea unor probe cu înălțimi reduse este imposibilă sau neindicată, rezultatele măsurătorilor trebuie corectate pe baza curbelor erorilor prin schimb caloric cu mediul ambiant de tipul acelora din fig. 4, valabile bineînțeles numai pentru condițiile de determinare ; astfel de curbe de erori ar trebui stabilite pentru valori ale conductivității termice și ale condițiilor de lucru cît mai variate.*

În ceea ce privește influența straturilor de aer, trebuie observat că reducerea acesteia este posibilă numai printr-o prelucrare îngrijită a suprafețelor de contact ale probei ; pentru suprafețe de contact neregulate se recomandă uniformizarea lor prin umplerea golurilor cu mortare, chituri, bitum, substanțe vîscoase sau pulverulente (după caz), cu rezistențe termice mici sau apropiate de acelea ale materialului probei ; grosimea medie (cît mai redusă) a straturilor de uniformizare se determină prin cîntărire. Notînd cu R_a rezistența termică a straturilor de aer, cercetări numeroase au arătat că R_a este diferit de zero oricît de îngrijit ar fi prelucrate suprafețele de contact ale probei ; un contact perfect etanș este imposibil a fi realizat.

S. I. Muromov [5] stabilește, de exemplu, existența unui strat de aer cu o rezistență termică $R_a = 0{,}0036$ m² h grd/kcal, chiar și în cazul a două plăci de sticlă șlefuite, bine aplicate una de alta.

Cercetările lui Kaufman [6] au arătat că rezistența termică a celor două straturi de aer dintre suprafețele probei și ale aparatului — pentru suprafețe îngrijit prelucrate — se poate admite $R_a = 0{,}0062 \div 0{,}014$ m² h grd/kcal, funcție de caracteristicile materialului probei. Neglijarea influenței straturilor de aer poate conduce la erori considerabile (100% sau chiar mai mult [6]), în special în cazul unor probe cu rezistențe termice s/λ reduse. Deter-

minarea rezistenței termice R_a se face similar ca determinarea rezistenței termice R_t [3] ; de altfel pentru aparatele la care diferența de temperatură Δt se măsoară nu între suprafețele de contact ale probei ci între fluidele de termostatare — cazul aparatului cercetat — rezistența termică R_a este inclusă în rezistența termică R_t; față de valorile relativ reduse ale rezistenței termice R_a (R_a=0,0062÷0,014) în comparație cu rezistența termică R_t (R_t= 1,5 m² h grd/kcal), R_t este prea puțin influențat de caracteristicile suprafețelor de contact ale probei, cu condiția bineînțeles ca aceste suprafețe să fie prelucrate îngrijit atît în determinarea lui R_t cît și în măsurătorile curente ; este un avantaj în plus al aparatelor cu diferența de temperatură Δt măsurată între fluidele de termostatare.

★

În măsura în care erorile datorite rezistențelor termice de contact și prin schimb caloric — atît dintre placa de încălzire și placa de protecție, pe de o parte, cît și dintre probă și mediul ambiant, pe de alta — sînt eliminate și, din cele arătate mai sus (v. și [4]), există posibilitatea de a fi eliminate, erorile de măsurare a coeficientului de conductivitate termică se pot reduce la suma erorilor de citire și a erorilor introduse de contor și de montaj (v. [3]); aceste erori stabilite astfel reprezintă numai erori limită, indicînd deci valorile maxime posibile ale erorii totale de măsurare. Valorile cele mai probabile ale erorii totale, valori ce interesează într-o măsură și mai mare, sînt evident mai mici dar nu pot fi determinate decît pe bază de încercări numeroase și repetate. Repartizarea abaterilor în cazul unor încercări repetate conduce la legi de variație similare acelora reprezentate în fig. 5 ; ambele curbe sînt trasate pe baza măsurătorilor efectuate cu aparatul cercetat. Atît

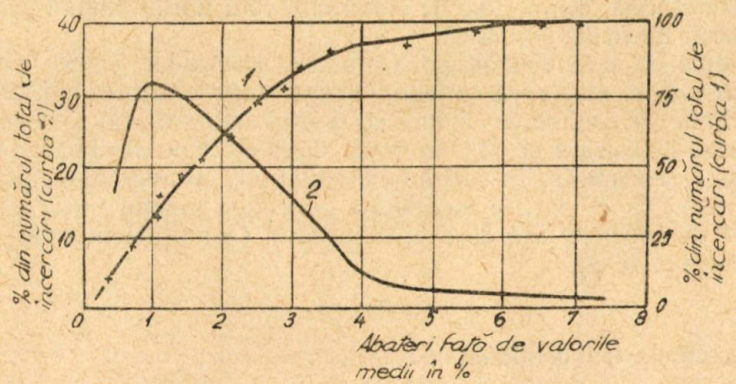


Fig. 5. Repartiția abaterilor față de valorile medii în cazul încercărilor repetate de măsurare a conductivității termice :
1 — încercări cu abateri sub 1, 2, 3 . . .% ; *2* — încercări cu abateri de ~ 1%, ~ 2%, ~ 3%, etc.

din curba *1* cît și din curba *2* se observă că cca. 80% din numărul total de încercări prezintă abateri față de valoarea medie a determinărilor sub 3%, peste 30% din numărul încercărilor prezentînd abateri în jurul a 1% sau chiar mai mici ; valoarea cea mai probabilă a erorii totale poate fi apreciată

astfel, pentru aparatul cercetat și pentru condițiile de lucru adoptate ($\Delta t \cong$ $\cong 10\,°C$, $t_{am} \cong 20\,°C$, $t_m \cong 25\,°C$, $s_{max} = 50$ mm), în jurul a 1% (v. curba *2*).

Abaterea medie a încercărilor rezultă a fi $\theta \cong 2\%$, abaterea medie patratică $\sigma \cong 2{,}6\%$, iar abaterea probabilă $\rho = 0{,}6745\sigma \cong 1{,}75\%$.

Pentru alte condiții de lucru legile de variație reprezentate prin curbele *1* și *2* își vor păstra desigur alura dar vor putea conduce la alte valori ale erorii totale cea mai probabilă.

În legătură cu modificarea condițiilor de lucru, este de așteptat de asemenea ca, pentru alte valori ale diferenței de temperatură Δt, ale temperaturii medii a probei t_m și ale temperaturii mediului ambiant t_{am}, influența schimbului caloric cu mediul ambiant ce poate fi urmărită în fig. 1, 2 și 3 să fie diferit resimțită, probabil cu atît mai puternic și de la valori ale grosimii s a probei cu atît mai mici cu cît Δt și $|t_m - t_{am}|$ sînt mai mari. Aceste influențe ale valorilor mărimilor Δt, t_m și t_{am} cît și ale conductivității materialului probei ar putea fi stabilite pe baza unor experimentări îndelungate și sistematice ce rămîn, eventual, o sarcină de viitor.

★

În cele ce urmează ne propunem a încerca să stabilim expresia matematică a erorii suplimentare datorită schimbului caloric cu mediul ambiant, cu considerarea influenței tuturor factorilor amintiți mai sus; o astfel de expresie ne-ar putea simplifica mult problema determinărilor experimentale, deosebit de anevoioase prin durata lor, sau cel puțin ne-ar ajuta în sistematizarea lor.

Considerînd că probele de secțiune patratică prezintă o situație intermediară între probele de secțiune circulară înscrisă și cele de secțiune circulară circumscrisă, din motive de simplitate vom limita studiul propus numai la probele de formă cilindrică.

Problema pe care ne-o propunem se reduce așadar, pentru cazul aparatului cercetat, la stabilirea cîmpului temperaturilor într-un cilindru de dimensiuni finite, cu schimb de căldură cu mediul ambiant prin convecție liberă după suprafața laterală și cu cele două suprafețe frontale la temperaturile t_1 respectiv t_2, constante. În coordonate cilindrice, cu avantaje considerabile în simplificarea calculelor, se cere deci a determina funcția $t = t(r, z, \varphi)$ sau, din motive de simetrie față de axul cilindrului (condițiile inițiale și cele la limită nu depind de φ),

$$t = t(r, z)$$

atunci cînd cunoaștem următoarele relații

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial t}{\partial r}\right) + r\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \tag{9}$$

din condiția unui cîmp staționar și

$$\left.\begin{aligned} t(r, 0) &= t_1 \\ t(r, s) &= t_2 \\ -\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial r}\right)_{r=a} &= \alpha(t|_{r=a} - t_e) \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

din condițiile la limită impuse, unde s reprezintă grosimea probei, a — raza sa exterioară, α — coeficientul de convecție iar t_e — temperatura aerului din jurul probei [1]).

Cu schimbarea de variabile

$$u = t - t_e,$$

ec. (9) și (10) devin

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u}{\partial r}\right) + r\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0 \tag{9'}$$

respectiv

$$\left.\begin{aligned} u(r,0) &= u_1 = t_1 - t_e \\ u(r,s) &= u_2 = t_2 - t_e \\ \left(\frac{\partial u}{\partial r}\right)_{r=a} &+ \frac{\alpha}{\lambda} u_{r=a} = 0 \end{aligned}\right\} \tag{10'}$$

După cele cunoscute (v. [8] și [9]), se obține următoarea mulțime de soluții particulare ale ecuației lui Laplace (9) :

$$u = u_n = (A'_n \operatorname{ch} \mu_n z + B'_n \operatorname{sh} \mu_n z)\,[C'_n \cdot J_0(\mu_n r) + D'_n \cdot Y_0(\mu_n r)], \quad n = 1, 2, 3 \ldots \tag{11}$$

Pentru ca soluțiile să fie mărginite pe axa cilindrului [$Y_0(\mu_n r) \to \infty$ și $J_0(\mu_n r) \to 1$, dacă $r \to 0$], se impune a lua $D'_n \equiv 0$, cu care

$$u = u_n = (A_n \operatorname{ch} \mu_n z + B_n \operatorname{sh} \mu_n z)\, J_0(\mu_n r) \tag{12}$$

$$(A_n = A'_n \cdot C'_n; \quad B_n = B'_n \cdot C'_n).$$

Cu considerarea ultimei condiții la limită (10'), se obține

$$\mu_n J'_0(\mu_n a) + \frac{\alpha}{\lambda} J_0(\mu_n a) = 0 \tag{13}$$

sau, amplificînd cu a și notînd

$$\nu_n = \mu_n a, \tag{14}$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} a J_0(\nu_n) - \nu_n J_1(\nu_n) = 0 \tag{15}$$

cu care

$$\mu_n = \frac{\nu_n}{a} \tag{16}$$

este determinat, deoarece ν_n este rădăcina ecuației (15).

Cu acestea, suprapunînd mulțimea de soluții particulare (12), se obține ca soluție generală

$$u(r, z) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(A_n \operatorname{ch} \frac{\nu_n}{a} z + B_n \operatorname{sh} \frac{\nu_n}{a} z\right) J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right). \tag{17}$$

[1]) Diferită de temperatura mediului ambiant t_{am}

Considerînd și primele două condiții la limită (10'), se obține

$$u(r, 0)=\sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right)=u_1 \tag{18}$$

respectiv

$$u(r, s)=\sum_{n=1}^{\infty}\left(A_n \operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s+B_n \operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s\right) J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right)=u_2 \tag{19}$$

de unde

$$B_n=\frac{\frac{u_2}{u_1}-\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s}{\operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} A_n \text{ [1]} \tag{20}$$

Înlocuind expresia lui B_n în ec. (17) se obține final

$$u(r, z)=\sum_{n=1}^{\infty} A_n\left(\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} z+\frac{\frac{u_2}{u_1}-\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s}{\operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} \operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} z\right) J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right) \tag{21}$$

unde ν_n este, după cum s-a amintit, rădăcina ec. (15) iar A_n este determinat de relația (din dezvoltarea în serie Fourier-Bessel)

$$A_n=\frac{2u_1}{a^2\left[J_1^2(\nu_n)+J_0^2(\nu_n)\right]} \int_0^a r J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right) dr=\frac{2u_1 J_1(\nu_n)}{\nu_n\left[J_1^2(\nu_n)+J_0^2(\nu_n)\right]}. \tag{22}$$

Revenind la notațiile inițiale, distribuția temperaturii în proba de secțiune circulară considerată va fi definită deci de relația

$$t=t_e+2(t_1-t_e)\sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\nu_n)}{\nu_n\left[J_1^2(\nu_n)+J_0^2(\nu_n)\right]} J_0\left(\frac{\nu_n}{a} r\right)\cdot\left(\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} z+\frac{\frac{u_2}{u_1}-\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s}{\operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} \operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} z\right) \tag{23}$$

unde ν_n se determină pe baza ec. (15).

Cunoscînd acum distribuția temperaturii definită prin ec. (21) sau (23), căldură ce se pierde lateral din fluxul termic activ

$$Q_e=S\frac{\lambda}{s}\Delta t \quad \text{kcal/h} \tag{24}$$

— unde $S=\pi b^2$ reprezintă secțiunea activă a fluxului termic prin probă (suprafața plăcii de încălzire) — se poate determina pe baza expresiei

$$\Delta Q_{r=b}=2\pi b\int_0^s \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial r}\right)_{r=b} dz \tag{25}$$

[1]) Introducînd ec. (20) în ec. (19), se regăsește ec. (17).

sau, cu considerarea ec. (21) și în ipoteza unui material omogen ($\lambda = \text{const}$)

$$\Delta Q_{r=b} = 2\pi b\lambda \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\nu_n}{a} J_0'\left(\frac{\nu_n}{a} b\right) \left[\int_0^s \operatorname{ch}(\mu_n z)\, dz + \frac{\frac{u_2}{u_1} - \operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s}{\operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} \int_0^s \operatorname{sh}(\mu_n z) \cdot dz \right] \right\} =$$

$$= 2\pi b\lambda \left(1 + \frac{u_2}{u_1}\right) \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0'\left(\frac{\nu_n}{a} b\right) \frac{\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s - 1}{\operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} \cdot \tag{26}$$

Eroarea relativă prin schimb caloric cu mediul ambiant se va putea determina astfel pe baza relației

$$\delta_{sa} = \frac{\Delta Q_{r=b}}{Q_e} = 8 \frac{s}{b} \frac{t_m - t_e}{\Delta t} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\nu_n) \cdot J_1\left(\frac{\nu_n}{a} b\right)}{J_1^2(\nu_n) + J_0^2(\nu_n)} \cdot \frac{\operatorname{ch}\frac{\nu_n}{a} s - 1}{\nu_n \operatorname{sh}\frac{\nu_n}{a} s} \tag{27}$$

cu care problema propusă se poate considera rezolvată.

Studiul influenței fiecăruia din factorii ce intră în expresia acestei erori formează obiectul unei comunicări viitoare.

BIBLIOGRAFIE

1. Timrot D. L., *Opredelenie teploprovodnosti stroitelinih i izoliaționnih materialov*, Gosenergoizdat, 1932.
2. Kaufman B. N., *Teploprovodnosti stroitelinih materialov*, Moscva, 1956.
3. Barbu V., Influența parametrilor externi asupra funcționării aparatului Dr. Bock pentru determinarea conductivității termice, Buletinul Științific și Tehnic al Inst. Politehnic Timișoara, 1959, Tom 4 (18), p. 123—134.
4. Barbu V., Asupra erorilor datorite schimbului caloric dintre placa de încălzire și placa de protecție în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii, Bul. Științific și tehnic al Instit. Politehnic Timișoara, 1962 nr. 1, p. 45—50.
5. Kaufman B. N., K voprosu o metodike ispîtaniia stroitelinîh materialov na teploprovodnosti, Stroitel. promîșlen., 1952, nr. 10.
6. Kaufman B. N., Teploprovodnosti stroitelinîh materialov, Stroitel, promîșlen., 1951, nr. 8.

ОТНОСИТЕЛЬНО ОШИБОК, ПРОИСХОДЯЩИХ БЛАГОДАРЯ ТЕПЛООБМЕНУ С ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДОЙ, ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ МЕТОДОМ ПЛАСТИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

Экспериментально изучается влияние давления при накладке горячей пластины на образец, влияние формы и размеров сечения образца и влияние толщины образца. Определяется приблизительное значение ошибки исследуемого аппарата.

В последней части работы устанавливается расчетным путем выражение распределения температуры в цилиндрическом образце, на основании которого дается выражение для ошибки, происходящей благодаря теплообмену с окружающей средой.

SUR LES ERREURS DUES A L'ÉCHANGE CALORIQUE PAR RAPPORT AU MILIEU AMBIANT DANS LA DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITÉ THERMIQUE PAR LA MÉTHODE DE LA PLAQUE

(RÉSUMÉ)

On étudie expérimentalement l'influence de la pression d'application de la plaque chaude sur l'eprouvette, l'influence de la forme et des dimensions de la section de l'eprouvette ainsi que l'influence de l'épaisseur de l'eprouvette. On estime la valeur la plus probable de l'erreur de l'appareil etudié.

Dans la dernière partie de l'ouvrage on établit analytiquement l'expression de la distribution de la température dans une eprouvette cylindrique et d'ici l'expression de l'erreur par échange calorique avec le milieu ambiant.

STABILIREA EXPERIMENTALĂ A MODULULUI DE ELASTICITATE LA ÎNTINDERE ȘI ÎNCOVOIERE PENTRU CURELELE TRAPEZOIDALE FABRICATE ÎN R.P.R.

DE

BOȘIAN O. și GHEORGHIU N.

I. CONSIDERAȚII GENERALE

Structura unei curele trapezoidale din cauciuc este constituită în general din trei părți principale :

— Inserția (elementul de rezistență), confecționată dintr-un cordaj în țesătură sau șnururi din fibre artificiale sau naturale ;

— Inima din cauciuc (elementul de legătură), cu duritatea variind pe secțiunea între 60—80 unități Shore A ;

— Învelișul exterior (elementul de protecție), confecționat dintr-o țesătură specială cu elasticitate ridicată.

Combinațiile elementelor structurale trebuie astfel realizate încît pentru întreaga curea să se obțină :

— o rezistență satisfăcătoare la acțiunea sarcinilor constante și variabile în timp ;

— un modul de elasticitate echivalent la întindere cît mai ridicat, iar la încovoiere cît mai coborît.

Al doilea deziderat are o mare importanță, sub aspectul reducerii pierderilor interioare și ale celor datorate alunecării elastice, fapt ce duce la un randament superior și o durabilitate sporită.

Reunirea prin vulcanizare a unor fibre artificiale sau naturale cu cauciucul, în structura neomogenă a curelei, are ca rezultat un domeniu foarte larg de existență al caracteristicilor mecanice. Variații neînsemnate ale factorilor tehnologici sau structurali pot duce la diferențe mari între caracteristicile mecanice ale aceluiași profil de curea [1], [3].

Una dintre cele mai importante caracteristici mecanice a curelelor trapezoidale este modulul de elasticitate echivalent (al structurii neomogene), pentru starea de solicitare la întindere sau încovoiere.

Cu ajutorul acestei mărimi, se pot estima pierderile apărute la transmiterea de putere prin curea, starea de solicitare mijlocie în elementele constructive ale structurii și tensiunea de montaj a curelei pe șaibă.

Se observă, deci, că la definirea capacității portante și a durabilității unei transmisii cu element flexibil, cunoașterea valorii modulului de elasticitate joacă un rol preponderent.

Cercetări experimentale sistematice pentru stabilirea modulului de elasticitate echivalent la întindere (E_{tm}) a curelelor trapezoidale se efectuiază în cadrul a numeroase institute de cercetări de peste hotare. Citãm rezultatele obţinute de cîţiva cercetători sovietici, ca : D. M. Reşetov şi Z. M. Levina [2], E. M. Gutiar [4], F. M. Sokolovskaia şi B. A. Pronin [1].

Se remarcă însă lipsa unor date experimentale concludente asupra modulului de elasticitate echivalent la încovoiere (E_{tm}). Un modest început în privinţa metodicii experimentale a fost realizat de cercetătorul american Marco [5].

Pentru curelele trapezoidale din cauciuc fabricate în ţara noastră, determinarea modulului de elasticitate echivalent la întindere sau încovoiere nu a fost realizată încă. Din această cauză cercetările noastre au fost îndreptate spre determinarea acestei caracteristici mecanice la profilul cel mai uzual B (17×11) — profil care constituie obiectul unor experimentări intense la durabilitate efectuate în cadrul laboratorului nostru — [7].

II. MODULUL DE ELASTICITATE LA ÎNTINDERE

Cercetările experimentale asupra deformabilităţii curelelor au dovedit că materialul acestora nu respectă legea lui Hooke.

D. H. Reşetov şi Z. M. Levina [2] stabilesc o legătură parabolică între efortul unitar mediu de întindere σ_{tm} şi alungirea specifică ε_{tm}:

$$\sigma_{tm}=(A+B\varepsilon)\varepsilon \tag{1}$$

unde : A şi B sînt constante experimentale diferind cu structura şi tehnologia curelei.

Această dependenţă se reproduce cu bună exactitate, la orice tip de curea trapezoidală, pentru domeniul de deformaţii unitare $\varepsilon=0—1{,}0\%$.

Din definiţia modulului de elasticitate echivalent se obţine $E_{tm}=f(\varepsilon)$:

$$E_{tm}=\frac{\sigma_{tm}}{\varepsilon}=A+B\cdot\varepsilon. \tag{2}$$

E. M. Gutiar [4] stabileşte tot pe cale experimentală o legătură liniară între modulul de elasticitate echivalent E_{tm} şi efortul unitar mediu de întindere σ_{tm}:

$$E_{tm}=E_{t0}+c\sigma_{tm} \tag{3}$$

unde :

E_{t0} este modulul de elasticitate pentru $\sigma\to0$;

c — constanta experimentală.

Observăm că acelaşi rezultat se poate obţine şi prin eliminarea lui ε între relaţiile (1) şi (2), neglijînd termenii în ε^2. Datorită acestei neglijări, relaţia lui E. M. Gutiar are o valabilitate limitată — fapt confirmat de cercetările lui B. A. Pronin şi A. P. Tvetkov [1].

Pentru calculul transmisiilor prin curele cele trei relaţii au o aplicabilitate deosebită datorită formei simple şi exactităţii satisfăcătoare cu care exprimă legătura dintre caracteristicile mecanice E_{tm}, σ_{tm} şi ε.

Din această cauză, cercetările noastre s-au axat pe determinarea constantelor experimentale A, B, E_{t0} și c la profilul de cea mai largă utilizare B (17×11). Probele s-au prelevat din două șarje distincte de curele fabricate la Combinatul de cauciuc Jilava-București.

Caracteristicile structurale ale probelor experimentale sînt redate în tabela 1.

Metodica experimentală adoptată a constat din încercarea la întindere a curelei întregi montată pe două șaibe de diametre egale. În acest scop s-a folosit standul de încercări la durabilitate cu anumite adaptări (fig. 1) [7].

Tabela 1

Nr. crt.	Profil	Secțiunea A cm²	Elemente structurale						
			Inerția			Inima din cauciuc		Înveliș exterior	
			Marca	Număr de fire	A_k cm²	Duritatea Shore A	A_c cm²	Marca	A_i cm²
1	B (17×11×1400)	1,43	RCT 79 ∅0,85 mm Cordaj țesut bumbac	55 12/12/11	0,324	65–70	0,966	Cordaj țesut din bumbac	0,14
2	B (17×11)	1,43	RCT 79 ∅0,80 mm Cordaj țesut viscoză	60 13/12/12	0,302	65–70	0,988	Cordaj țesut din bumbac	0,14

Alungirea s-a măsurat cu ajutorul unui comparator determinîndu-se variația distanței între axe $\left(\text{cu precizie } \frac{1}{100} \text{ mm}\right)$ iar sarcina aplicată curelei s-a determinat cu ajutorul unui dinamometru $\left(\text{cu precizia } \frac{1}{100} \text{kg}\right)$. Pentru a se elimina influența frecării între curea și șaibă, fiecare măsurătoare s-a efectuat după o rotire completă a curelei.

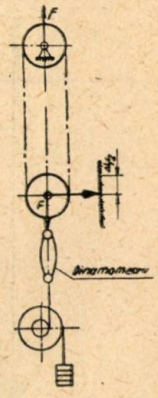


Fig. 1.

Întrucît s-a exclus întreruperea cordajului precum și influența fixării probei, acest procedeu experimental prezintă avantaje indiscutabile față de încercarea pe o mașină de tracțiune standard.

Materialul curelelor prezintă o nestabilitate mare a caracteristicilor mecanice la primele cicluri de încărcare-descărcare [1], [2], [5]. Din această cauză fiecare măsurătoare s-a efectuat după o prealabilă stabilizare a comportării materialului.

Variația caracteristicilor $E_{tm} = f(\varepsilon)$ și $\sigma_{tm} = f(\varepsilon)$ la încărcare și descărcare pentru cele două structuri analizate este redată în diagramele din fig. 2 și 3.

Se observă că suprafața histerezis este destul de redusă atît la inserția cu fibre naturale, cît și la cea cu fibre artificiale.

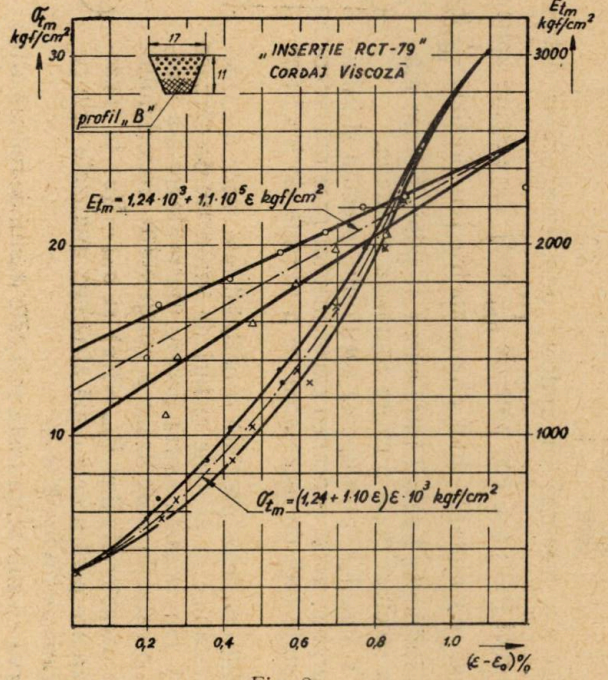

„ INSERȚIE RCT-79 "
CORDAJ VISCOZĂ
profil „ B"
17
11
$E_{tm} = 1{,}24 \cdot 10^3 + 1{,}1 \cdot 10^5 \varepsilon$ kgf/cm²
$\sigma_{tm} = (1{,}24 + 1{,}10\,\varepsilon)\varepsilon \cdot 10^3$ kgf/cm²
σ_{tm} kgf/cm²
E_{tm} kgf/cm²
30
20
10
3000
2000
1000
0,2
0,4
0,6
0,8
1,0
$(\varepsilon - \varepsilon_0)\%$

Fig. 2.

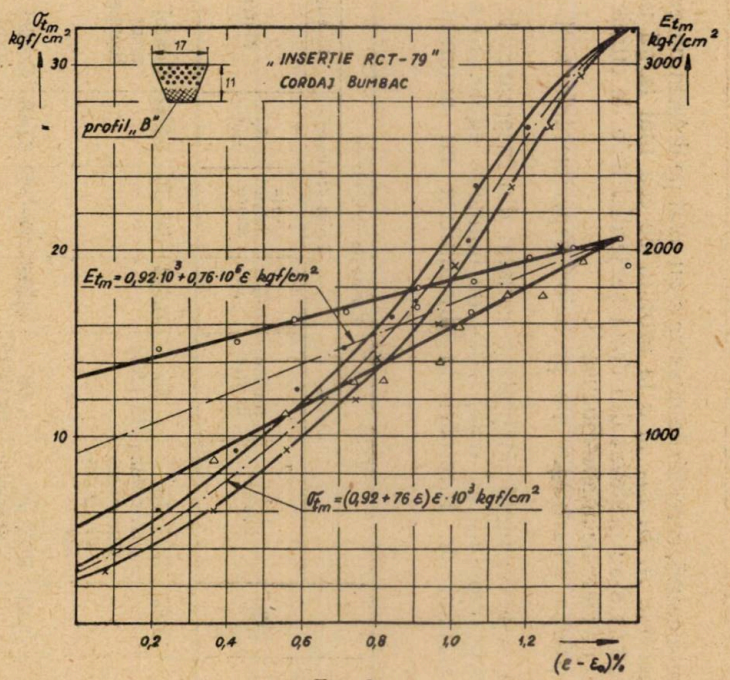

„ INSERȚIE RCT-79 "
CORDAJ BUMBAC
profil „ B"
17
11
$E_{tm} = 0{,}92 \cdot 10^3 + 0{,}76 \cdot 10^5 \varepsilon$ kgf/cm²
$\sigma_{tm} = (0{,}92 + 76\,\varepsilon)\varepsilon \cdot 10^3$ kgf/cm²
σ_{tm} kgf/cm²
E_{tm} kgf/cm²
30
20
10
3000
2000
1000
0,2
0,4
0,6
0,8
1,0
1,2
$(\varepsilon - \varepsilon_0)\%$

Fig. 3.

Valoarea modulului de elasticitate echivalent pentru inserția din viscoză este mai mare cu cca 14—35% față de cel al inserției de bumbac (pentru rapoartele $\frac{A_k}{A}$, $\frac{A_l}{A}$ și $\frac{A_0}{A}$ practic aceleași).

Acest rezultat confirmă ipoteza superiorității cordajului din viscoză față de cel din bumbac.

Pe baza caracteristicilor $E_{tm}=\varphi(\varepsilon)$ și $\sigma_{tm}=f(\varepsilon)$ s-a determinat dependența $E_{tm}=\psi(\sigma_{tm})$ — fig. 4 — care poate fi înlocuită cu exactitate satisfăcătoare printr-o dreaptă, în domeniul $\sigma_{tm}=5$—35 kgf/cm² (domeniu ce corespunde funcționării obișnuite a curelelor trapezoidale).

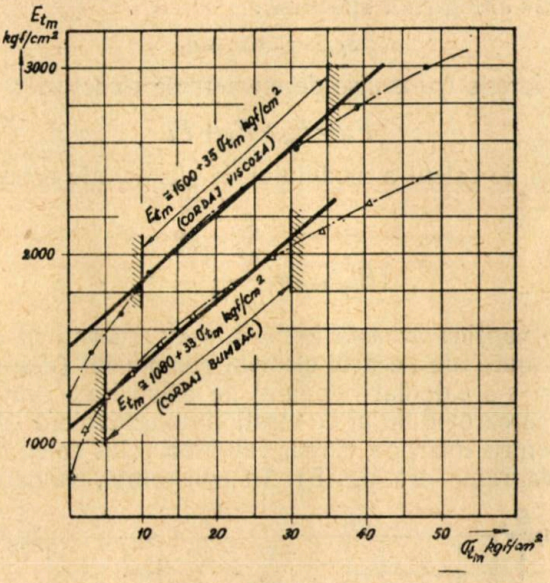


Fig. 4.

Ecuațiile determinate experimental sînt redate în tabela 2.

Tabela 2

Caracteristica mecanică	Profil B (17 × 11 × 1400)	
	Inserție bumbac	Inserție viscoză
$\sigma_{tm}=f(\varepsilon^*)$ kgf/cm²	$(0{,}92+76\cdot\varepsilon)\,\varepsilon 10^3$	$(1{,}24+110\cdot\varepsilon)\,\varepsilon 10^3$
$E_{tm}=\varphi(\varepsilon^*)$ kgf/cm²	$(0{,}92+76\cdot\varepsilon)\cdot 10^3$	$(1{,}24+110\cdot\varepsilon)\cdot 10^3$
$E_{tm}=\psi(\sigma_{tm})$ kgf/cm²	$1080+33\,\sigma_{tm}$ pentru $5<\sigma_{tm}<30$ kgf/cm²	$1\,500+35\,\sigma_{tm}$ pentru $10<\sigma_{tm}<35$ kgf/cm²

*) Valoarea lui ε nu se introduce în %

Comparativ cu profilul similar de curea fabricat în U.R.S.S. ($17\times10{,}5$ $E_{tm}=(0{,}8+16\cdot\varepsilon)10^3$) produsele noastre prezintă o rigiditate mai mare la întindere cu cca 11,5—75% — situaţie explicabilă prin diferenţele mari structurale care există între cele două produse $\left(\frac{A_k}{A'_k}=2\right)$.

B. A. Pronin ajunge la concluzia că modulul de elasticitate echivalent al curelelor trapezoidale poate fi calculat destul de precis dacă se cunosc caracteristicile mecanice ale elementelor structurale (inserţie, inimă din cauciuc şi înveliş exterior) [1].

În acest caz, cureaua se consideră ca un corp cu structură neomogenă. Din egalitatea alungirilor specifice :

$$\varepsilon_{tm}=\varepsilon_k=\varepsilon_c=\varepsilon_t$$

şi relaţia dintre forţele transmise de elementele structurii :

$$F_m=F_k+F_c+F_t$$

se obţine expresia de calcul a modulului de elasticitate echivalent :

$$(E_{tm})_{calc}=\frac{\sum_1^p A_p E_t^p}{A}\cdot \qquad (4)$$

Pentru a se verifica această ipoteză, s-au determinat experimental caracteristicile mecanice ale fiecărui element component (diagramele din fig. 6 şi 7, tabela 3) şi s-a calculat modulul de elasticitate echivalent $(E_{tm})_{calc}$.

Faţă de valoarea modulului de elasticitate echivalent determinat pe cale experimentală pentru întreaga curea, valoarea celui calculat este inferioară cu 10—40% (diagrama din fig. 5). În consecinţă, valoarea modulului de

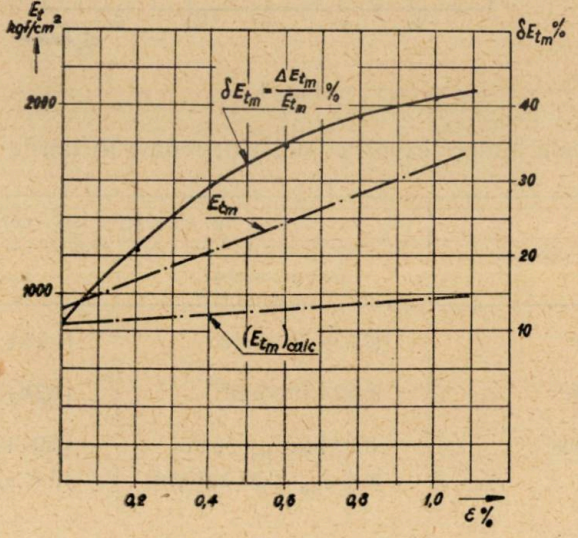


Fig. 5.

elasticitate echivalent determinată prin calcul poate fi folosită numai informativ.

Explicația acestei abateri se găsește în comportarea foarte diferită a inserției și învelișului exterior, luate independent sau înglobate în structura curelei.

Masa de cauciuc a inimii împiedică deformabilitatea firelor cordajului nepermițîndu-le în primul rînd să se desrăsucească. Deci, inserția și învelișul exterior vor avea „aparent" un modul de elasticitate la întindere mai mare atunci cînd fac parte din corpul curelei față de situația cînd lucrează independent (fapt confirmat de rezultatele obținute de F. M. Sokolovskaia [1] și Marco [5]).

Valorile aparente ale modulului de elasticitate pentru inserția și învelișul exterior se pot determina folosindu-se relația (4), la care se asociază condiția experimentală (din fig. 6 și 7):

$$\frac{E_t^k}{E_t^i} = \text{ct.}$$

(Modulul de elasticitate al cauciucului luîndu-se practic constant).

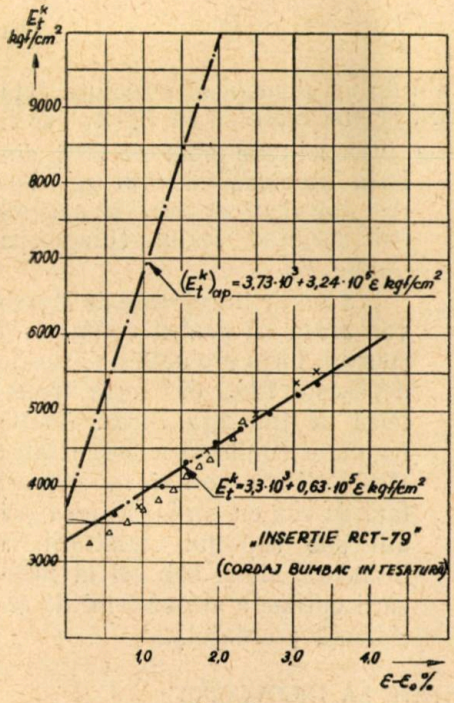


Fig. 6.

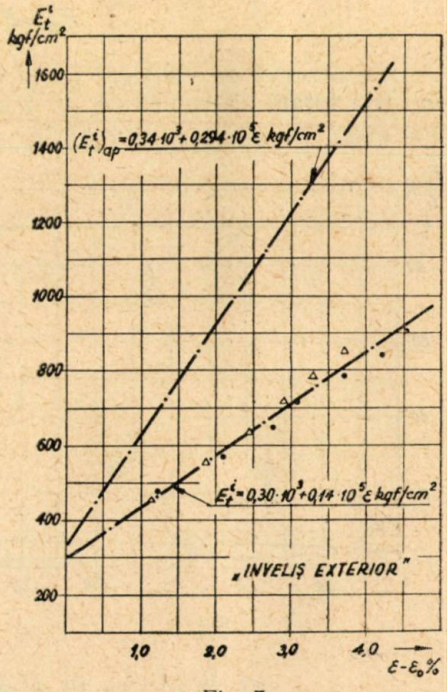


Fig. 7.

Un aspect important al studiului structurii îl prezintă participarea elementelor componente la rezistența întregii curele.

Tabela 3

Element structural	Marca elementului	$E_{tm}=\varphi'(\varepsilon)$ kgf/cm²	
		Valoarea efectivă	Valoarea „aparentă"
Inserţie	RCT 79 Ø 0,85 mm Cordaj ţesut din bumbac	$(3{,}3+63\cdot\varepsilon)\,10^3$	$(3{,}73+32{,}4\,\varepsilon)\,10^3$
Inimă din cauciuc	Duritate Shore A 65—70 unităţi	~68	~68
Inveliş exterior	Cordaj ţesut din bumbac	$(0{,}30+14\,\varepsilon)\,10^3$	$(3{,}4+29{,}4\,\varepsilon)\,10^3$

Din egalitatea alungirilor specifice se poate scrie

$$\sigma_t^p=\sigma_{tm}\cdot\frac{E_t^p}{E_{tm}}$$

respectiv

$$F_p=F\cdot\frac{E_t^p}{E_{tm}}\cdot\frac{A_p}{A}. \qquad (5)$$

Se observă că valoarea forţei preluată de un element al structurii faţă de forţa totală transmisă de curea este cu atît mai mare cu cît $E_t^p\cdot A_p$ va fi mai mare. De aici rezultă rolul important al inserţiei care preia cca 90% din forţa transmisă de întreaga curea, învelişul exterior şi cauciucul preluînd restul (diagrama din fig. 8).

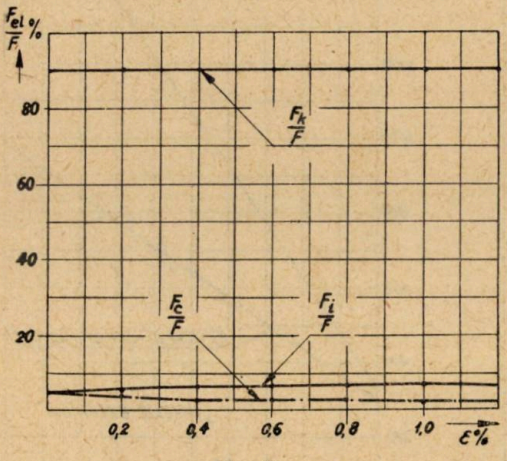


Fig. 8.

Studiile întreprinse de Marco [5] arată că pentru cordajul în şnururi, forţa preluată de inserţie depăşeşte 94% din forţa transmisă de întreaga curea. Aceste rezultate confirmă superioritatea structurii cu cordaj în şnururi faţă de cea cu cordaj în ţesătură atît sub aspectul rigidităţii la întindere, cît şi sub cel al utilizării optime a elementului de rezistenţă (cordajul).

III. MODULUL DE ELASTICITATE LA ÎNCOVOIERE

Aprecierea obiectivă a calităţii unei curele trapezoidale şi obţinerea unor date de calcul exacte, sînt legate de cunoaşterea modulului de elasticitate la încovoiere. Mărimea acestuia, la curelele cu secţiunea neomogenă, este cu

totul diferită de mărimea modulului de elasticitate la întindere, în raport de care este considerabil mai mică [1].

Pentru determinarea modulului de elasticitate la încovoiere s-a folosit un dispozitiv prin care cureaua încercată a fost supusă pe o porțiune acțiunii unui moment constant (fig. 9).

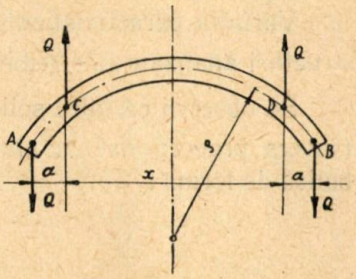


Fig. 9.

Această metodă s-a utilizat de altfel de colectivul Gh. Toth [6] pentru curelele din piele precum și de colectivul S. M. Marco [5] pentru curelele trapezoidale.

Considerîndu-se cureaua pe porțiunea $\overset{\frown}{CD}$ ca o piesă curbă cu raza inițială ρ_0, acționată de momentul încovoietor (constant pe întreaga sa lungime), $M_i = Q \cdot a$, relația pentru determinarea modulului echivalent de elasticitate la încovoiere va fi:

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} = \frac{M_i}{E_{im} \cdot Z + \lambda \cdot \rho_0 \cdot M_i}$$

în care notînd cu $\Delta = \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0}$ obținem:

$$E_{im} = \frac{M_i (1 - \Delta\lambda\rho_0)}{\Delta Z} \tag{6}$$

unde:

$$Z = \int_A \rho_0 \cdot \frac{y^2}{\rho_0 + y} dA = \lambda \rho_0^2 \cdot A$$

$$\lambda = \frac{Z}{\rho_0^2 \cdot A}.$$

Se observă că:

$$Z \cong I_0 \quad \text{întrucît} \quad \frac{\rho_0}{h} = 20$$

$1 - \Delta\lambda\rho_0 = 1 - 0{,}000\,297 \cong 1$ (chiar pentru raza de curbură minimă corespunzătoare momentului încovoietor maxim întrucît $\lambda \cong 0{,}000\,188$).

În consecință, pentru cazul analizat, putem utiliza relația valabilă la piesele drepte fără ca eroarea totală să depășească 1%:

$$E_{im} = \frac{M_i}{I_0} \tag{7}$$

unde: I_0 este momentul de inerție în raport de axele ce trec prin fibra neutră.

Probele experimentale s-au prelevat din curelele folosite la determinarea modulului de elasticitate echivalent la întindere (cu caracteristicile structurale date în tabela 1).

Variația caracteristicilor $E_{im}=\varphi\left(\frac{Dc}{h}\right)$ și $\sigma_{im}=f\left(\frac{Dc}{h}\right)$ pentru cele două structuri analizate este redată în diagramele din fig. 10 și 11.

Se observă că între solicitarea medie la încovoiere σ_{im} și raportul $\left(\frac{Dc}{h}\right)$ (invers proporțional cu alungirea specifică ε_i) există o dependență hiperbolică de forma :

$$\sigma_{im}=\frac{C}{\left(\frac{Dc}{h}\right)}-C_0. \tag{8}$$

Modulul de elasticitate echivalent la încovoiere E_{im} este dependent de raportul $\left(\frac{Dc}{h}\right)$ și are valoarea de 5—6 ori mai mică decît modulul de elasticitate echivalent la întindere E_{tm}

$$E_{im}=\frac{\sigma_{im}}{\varepsilon_i}=\frac{C-C_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}{D-D_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}. \tag{9}$$

Reducerea rigidității la încovoiere a curelelor trapezoidale este legată de natura structurii.

Plasarea cordajului în imediata apropiere a planului neutru poate conduce la o flexibilitate foarte apropiată de cea a cauciucului (situație întîlnită la curelele cu cordaj în șnururi).

Determinarea prin calcul a modulului de elasticitate echivalent la încovoiere se poate efectua pornindu-se de la relația (7) particularizată pentru cazul unei structuri neomogene :

$$(E_{im})_{calc}=\frac{\sum_{i}^{p} E_i^p \cdot I_p}{I_0}. \tag{10}$$

Cu valorile E_i^p ale elementelor structurale conținute în tabela 3 și considerînd că în zona comprimată contextura se comportă în același mod ca și inima din cauciuc [2], calculul cu ajutorul relației (10) dă valori suficient de apropiate de cele obținute experimental.

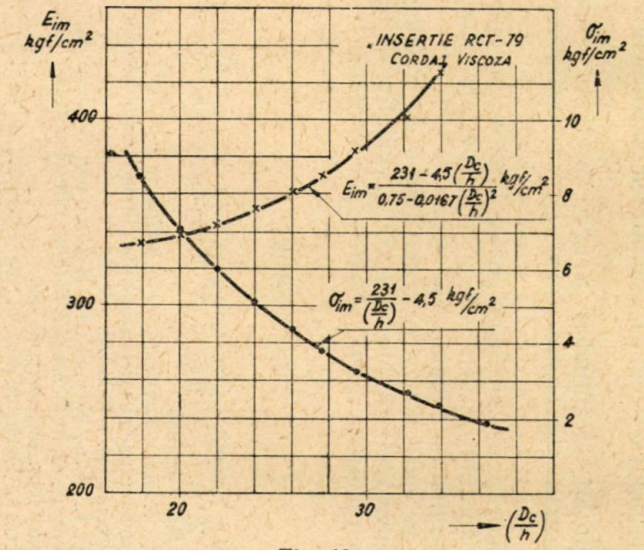

„INSERTIE RCT-79
CORDAJ VISCOZA
E_{im} kgf/cm²
σ_{im} kgf/cm²
$E_{im} = \frac{231 - 4,5\left(\frac{D_c}{h}\right)}{0,75 - 0,0167\left(\frac{D_c}{h}\right)^2}$ kgf/cm²
$\sigma_{im} = \frac{231}{\left(\frac{D_c}{h}\right)} - 4,5$ kgf/cm²
400
300
200
10
8
6
4
2
20
30
$\left(\frac{D_c}{h}\right)$

Fig. 10.

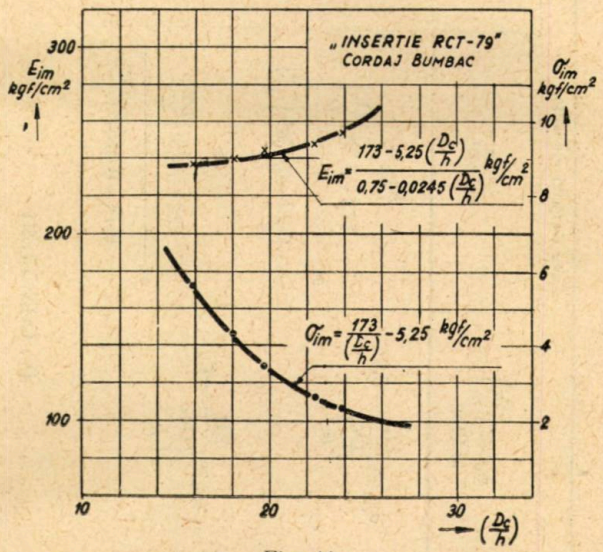

„INSERTIE RCT-79"
CORDAJ BUMBAC
E_{im} kgf/cm²
σ_{im} kgf/cm²
$E_{im} = \frac{173 - 5,25\left(\frac{D_c}{h}\right)}{0,75 - 0,0245\left(\frac{D_c}{h}\right)}$ kgf/cm²
$\sigma_{im} = \frac{173}{\left(\frac{D_c}{h}\right)} - 5,25$ kgf/cm²
300
200
100
10
8
6
4
2
10
20
30
$\left(\frac{D_c}{h}\right)$

Fig. 11.

Tabela 4

Profil B (17×11)	Caracteristici mecanice		
	$\sigma_{im}=f\left(\frac{Dc}{h}\right)$ kgf/cm²	E_{im} kgf/cm²	$(E_{im})_{calc}$ kgf/cm²
Inserţie bumbac în ţesătură	$\sigma_{im}=\frac{173}{\left(\frac{Dc}{h}\right)}-5{,}25$	$E_{im}=\frac{173-5{,}25\left(\frac{Dc}{h}\right)}{0{,}75-0{,}0245\left(\frac{Dc}{h}\right)}$	$(E_{im})_{calc}=213+\frac{220}{\left(\frac{Dc}{h}\right)}$
Inserţie viscoză în ţesătură	$\sigma_{im}=\frac{231}{\left(\frac{Dc}{h}\right)}-4{,}5$	$E_{im}=\frac{221-4{,}5\left(\frac{Dc}{h}\right)}{0{,}75-0{,}0167\left(\frac{Dc}{h}\right)}$	—

IV. CONCLUZII

Rigiditatea la întindere respectiv la încovoiere a curelelor trapezoidale este strîns legată de natura structurii şi calitatea constituenţilor textili (contextura).

Ridicarea rigidităţii la întindere a unei curele se poate realiza prin alegerea unor materiale superioare şi ameliorarea calităţilor mecanice ale cordajului.

Reducerea rigidităţii la încovoiere poate obţine valori optime la cordajul în şnururi întrucît cordajul în ţesătură datorită spaţiului ocupat nu se poate plasa în imediata vecinătate a planului neutru.

Determinarea pe bază de calcul a modulului de elasticitate echivalent la întindere sau încovoiere are un caracter informativ. Valorile exacte ale acestor mărimi pot fi obţinute numai pe cale experimentală.

BIBLIOGRAFIE

1. B. A. Pronin, *Clinoremennie i fricţionnie peredaci i variatorî*, Maşghiz 1960.
2. D. N. Reşetov, Z. M. Levina, V. V. Kaminskaia, *Tablicinie rasceti detalei stankov*, Maşghiz 1952.
3. E. T. Grigoriev, *Rascet i construirovanie pezinovih amortizorov*, Maşghiz 1960.
4. E. M. Gutiar, Proverca nacialnovo natiajeniia clinoremennoi peredaci; Izvestia VUZ-ov Maşinostroenie No. 1/1958 Izd. MVTU.
5. S. M. Marco, W. L. Starkey, K. G. Hornung, A Quantitative Investigation of the Factors which Inflûence the Fatigue Life of a V-Belt, Jurnal of Engineering for Industry febr. 1960 pag. 47—59.
6. Gh. Toth, V. Posa, Determination of the Elasticity of Leather, Acta Tehnica Academiae Scientiarum Hungaricae 1955 pag. 419—456.
7. I. Andreescu, B. Horovitz, N. Gheorghiu, Cu privire la încercarea curelelor de transmisie (partea I-a), Industria uşoară 1/1958.

ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ УПРУГОСТИ НА РАСТЯЖЕНИЕ И ИЗГИБ ТРАПЕЦОИДАЛЬНЫХ РЕМНЕЙ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ В РНР

(РЕЗЮМЕ)

Эквивалентные при растяжении и изгибе модули упругости, являются самыми важными механическими характеристиками ремней.

При помощи этих величин можно ценить потери мощности при ременной передаче, напряженное состояние и напряжения на шкиве. Упругость при растяжении и изгибе связяна с природой и распространением переплетения. Для трапецоидальных ремней отечественного изготовления был исследован экспериментально более употребляемый профиль В (17×11).

Эквивалентный при растяжении модуль упругости E_{tm} линейно зависти о удельного растяжения ε_{tm} или среднего усилия при растяжении σ_{tm} по соотношению :

$$E_{tm}=A+B\varepsilon=E_0+c\sigma_{tm}.$$

Величина эквивалентного модуля упругости при растяжении стремится к максимальной при шнуровой переплетении.

Эквивалентный модуль упругости при изгибе E_{im} зависит от отношения $\frac{Dc}{h}$ или от удельного растяжения ε_i;

$$E_{im}=\frac{C-C_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}{D-D_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}.$$

Величина эквивалентного при изгибе модуля упругости в 5—6 раз меньше величины при растяжении и стремится к минимуму при шнуровом переплетении.

ETUDE EXPÉRIMENTALE DU MODULE D'ÉLASTICITÉ DE TENSION ET DE FLEXION POUR LES COURROIES TRAPÉZOÏDALES FABRIQUÉES EN ROUMANIE

(RÉSUMÉ)

Les modules d'élasticité équivalents à la tension et à la flexion sont les plus importantes caractéristiques mécaniques de courroies.

A l'aide de ces grandeurs on peut estimer les pertes apparues lors de la transmission de force par la courroie, l'état de sollicitation et la tension de montage sur la roue de transmission.

La rigidité à la tension respectivement à la flexion se trouve en étroite corrélation avec la nature de la contexture et de sa distribution sur la section de courroie.

Pour les courroies trapezoïdales fabriquées en Roumanie, on a étudié expérimentalement le profil de la plus large utilisation B (17×11).

Le module d'élasticité équivalent à la tension E_{tm} varie liniairement avec l'allongement spécifique ε_{tm}, respectivement avec la sollicitation moyenne à la tension σ_{tm} selon la loi :

$$E_{tm}=A+B\varepsilon=E_0+c\sigma_{tm}.$$

La valeur du module équivalent d'élasticité à la tension tend vers un maximum pour la structure-cordage en cordeaux.

Le module d'élasticité équivalent à la flexion E_{tm} dépend du rapport $\left(\frac{Dc}{h}\right)$ respectivement l'allongement spécifique ε_t:

$$E_{tm}=\frac{C-C_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}{D-D_0\left(\frac{Dc}{h}\right)}.$$

La valeur du module d'élasticité équivalent à la flexion est de 5 à fois plus petite que cele à la flexion et tend vers un minimum pour la structure-cordage en cordeaux.

CALCULUL DISCURILOR TURBOMAȘINILOR CU CALCULATOARELE ELECTRONICE CIFRICE

DE

G. CREȚA

Calculele adeseori complicate și laborioase pe care le reclamă proiectarea turbinelor cu abur și cu gaz, calcule al căror volum și complexitate cresc odată cu mărirea puterii agregatului, a pus întotdeauna și pune și în momentul de față, problema reducerii timpului necesar pentru efectuarea acestor lucrări.

Lucrarea de față, axată pe această linie, tratează problema calculului de rezistență al discurilor rotorilor turbinelor cu abur sau cu gaz.

Aceste calcule avînd un caracter ciclic se pretează foarte bine la utilizarea calculatoarelor electronice cifrice, care pot efectua calculele mai repede și în condiții economice mai avantajoase decît mașinile de calculat de birou obișnuite.

Forma în general complicată a discurilor turbo-mașinilor ne obligă ca, în vederea calculului, discul să se împartă în tronsoane de formă simplă — disc de grosime constantă de formă conică sau iperbolică — care pot fi calculate printr-una din metodele și relațiile cunoscute.

Din cauza marei diversități a formelor discurilor, forma tronsoanelor și succesiunea lor diferă de la un disc la altul.

În cele ce urmează, pentru a face față cu un singur program la calculul oricărui disc, indiferent de forma lui, fără a complica prea mult programarea, discul s-a împărțit în tronsoane de grosime constantă, fig. 1. Numărul tronsoanelor în care trebuie împărțit discul variază de la un disc la altul în funcție de forma și dimensiunile lui și de gradul de precizie dorit.

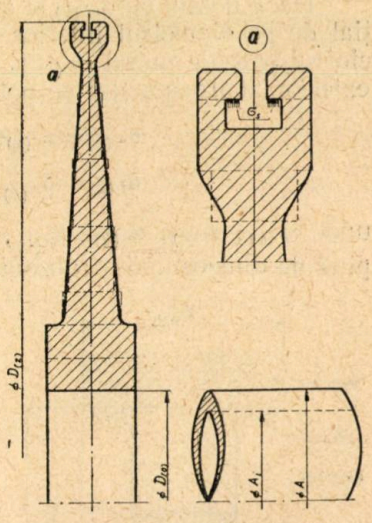


Fig. 1. Impărțirea discului în tronsoane de grosime constantă.

Ținînd seama de viteza mare de lucru a calculatoarelor electronice cifrice, adoptarea unui număr mic de tronsoane în detrimentul preciziei nu este justificată.

La calculul discurilor cu mașinile de birou obișnuite se consideră de obicei [1], [2], [3], pentru simplificarea calculului, că acțiunea paletelor și a coroanei asupra pînzei discului se reduce numai la efortul specific radial ce apare în secțiunea de îmbinare dintre coroană și pînza discului.

La calculul valorii efortului specific radial transmis de la coroană la disc, unii autori [1], [2], consideră că, suma forțelor centrifuge ce acționează asupra elementelor montate pe coroana discului (palete, piese intermediare, bandaje etc) se transmite nemodificată la pînza discului, în timp ce forțele centrifuge ce acționează asupra elementelor de masă ale coroanei discului, se transmit numai în proporție de 2/3 din forța centrifugă totală, restul fiind preluat de coroana însăși, datorită eforturilor specifice tangențiale ce apar în coroană.

În cazul utilizării calculatoarelor electronice recurgerea la aceste simplificări nu mai este justificată. De aceea în cele ce urmează discul va fi considerat în totalitatea lui, format din butuc, pînză și coroană, iar încărcarea rezultată din forțele centrifuge transmise de către palete și de celelalte piese fixate direct sau indirect pe coroana discului se va considera aplicată pe suprafața reală care preia aceste forțe, fig. 1.

Adoptarea acestei metode nu exclude necesitatea determinării celorlalte solicitări (de încovoiere, forfecare, etc.) care apar în coroana discului, prin metodele de calcul obișnuite.

Fie z numărul total al tronsoanelor numerotate de la 1 la z începînd din interiorul discului.

Dacă notăm cu $\sigma_{ri\,(k)}$ și $\sigma_{ti\,(k)}$ efortul specific radial respectiv cel tangențial de pe diametrul interior al tronsonului k, presupuse cunoscute, atunci, efortul specific radial $\sigma_{r\,(k)}$ și cel tangențial $\sigma_{t\,(k)}$ ce acționează pe diametrul exterior al tronsonului se pot calcula [1], [2] cu relațiile stabilite de Ris:

$$\sigma_{r\,(k)} = \alpha_{r\,(k)}\sigma_{ri\,(k)} + \alpha_{t\,(k)}\sigma_{ti\,(k)} + \alpha_{c\,(k)}T_{(k)} \tag{1}$$

$$\sigma_{t\,(k)} = \beta_{r\,(k)}\sigma_{ri\,(k)} + \beta_{t\,(k)}\sigma_{ti\,(k)} + \beta_{c\,(k)}T_{(k)} \tag{2}$$

unde $\alpha_{r\,(k)}$, $\alpha_{t\,(k)}$, $\alpha_{c\,(k)}$, $\beta_{r\,(k)}$, $\beta_{t\,(k)}$ și $\beta_{c\,(k)}$ reprezintă niște coeficienți ce depind de dimensiunile tronsonului, iar $T_{(k)}$ o mărime ce depinde în plus și de turația discului.

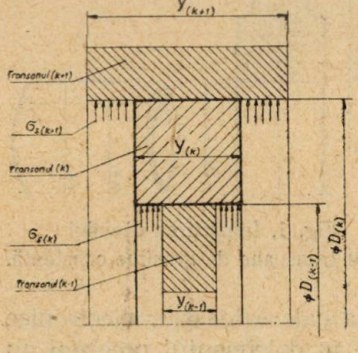


Fig. 2. Trecerea de la tronsonul (k) la tronsonul $(k+1)$.

În cazul discului de grosime constantă, fig. 2,

$$\alpha_{r\,(k)} = \beta_{t\,(k)} = \frac{1}{2}(1 + x^2_{(k)}) \tag{3}$$

$$\alpha_{t\,(k)} = \beta_{r\,(k)} = \frac{1}{2}(1 - x^2_{(k)}) \tag{4}$$

$$\alpha_{c\,(k)} = -220\left(\frac{3+\mu}{8} - \frac{1+\mu}{4}x^2_{(k)} - \frac{1-\mu}{8}x^4_{(k)}\right) \tag{5}$$

$$\beta_{c\,(k)} = -220\left(\frac{1+3\mu}{8} - \frac{1+\mu}{4}x^2_{(k)} + \frac{1-\mu}{8}x^4_{(k)}\right) \tag{6}$$

$$T_{(k)} = (D_{(k)} \cdot n \cdot 10^{-6})^2 \tag{7}$$

unde

$$x_{(k)} = \frac{D_{(k-1)}}{D_{(k)}} \tag{8}$$

iar μ este coeficientul lui Poisson.

Cunoscînd eforturile specifice $\sigma_{r\,(k)}$ și $\sigma_{t\,(k)}$ de la exteriorul tronsonului k se pot calcula ușor solicitările care apar pe diametrul interior al tronsonului $(k+1)$.

Dacă notăm cu $\sigma_{s\,(k+1)}$ presiunea specifică presupusă uniform repartizată pe toată lățimea $y_{(k+1)} - y_{(k)}$ ce acționează pe suprafața cilindrică, liberă, de trecere de la tronsonul (k) la tronsonul $(k+1)$, fig. 2, atunci conform celor stabilite de autor în lucrarea [4], vom avea :

$$\sigma_{ri\,(k+1)} = \frac{y_{(k)}}{y_{(k+1)}}\sigma_{r\,(k)} - \sigma_{s\,(k+1)}\left(1 - \frac{y_{(k)}}{y_{(k+1)}}\right) \tag{9}$$

$$\sigma_{ti\,(k+1)} = \sigma_{t\,(k)} + \mu\left(\sigma_{ri\,(k+1)} - \sigma_{r\,(k)}\right). \tag{10}$$

Dacă presiunile specifice $\sigma_{s\,(k+1)}$ apar numai datorită forțelor centrifuge pe care trebuie să le preia discul, atunci la calculul discului nerotitor $(n=0)$ în relația (9) se va lua $\sigma_{s\,(k+1)}=0$.

Pentru cele z tronsoane cu cele $(z-1)$ locuri de trecere între tronsoane se pot scrie $2z$ relații de forma (1) și (2), respectiv $2(z-1)$ relații de forma (9) și (10), deci în total $(4z-2)$ ecuații cu $4z$ necunoscute.

Cele două ecuații necesare în plus pentru determinarea univocă a tuturor necunoscutelor se obțin observînd următoarele :

— valoarea efortului specific radial pe diametrul exterior al discului este cunoscută ;

— presiunea specifică pe suprafața interioară a butucului discului $\sigma_{ri\,(1)}$ trebuie să aibă la turația de funcționare o anumită valoare ; această condiție este înlocuită adeseori prin impunerea unei anumite turații, numită turație de eliberare, pentru care presiunea specifică pe suprafața alezajului discului se anulează.

Aceste calcule ar trebui efectuate în mai multe ipoteze de încărcare, corespunzătoare diferitelor regimuri de funcționare posibile.

De asemenea ar fi de dorit ca, în urma calculului efectuat de calculatorul electronic să se obțină toate mărimile necesare pentru determinarea ulterioară, ușoară, cu mașinile de calculat de birou obișnuite, a eforturilor specifice din disc, la alte regimuri de funcționare decît cele ce au fost prevăzute inițial.

Ținînd seama de aceste observații, în locul rezolvării repetate a sistemului format din cele $4z$ ecuații corespunzător regimurilor de funcționare posibile, în cele ce urmează s-a adoptat metoda încărcărilor virtuale.

BUDAPEST MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA 1848

I. CALCULUL SOLICITĂRILOR VIRTUALE

În vederea determinării solicitărilor și deformațiilor care apar în disc se efectuează întîi următoarele calcule preliminare privind solicitările produse sub influența unor încărcări virtuale.

1. Discul liber rotitor

Considerînd discul liber rotitor la o turație n' aleasă arbitrar, se determină eforturile specifice radiale și tangențiale $\sigma'_{ri\,(k)}$ și $\sigma'_{ti\,(k)}$ respectiv $\sigma'_{r(k)}$ și $\sigma'_{t\,(k)}$ care apar pe diametrul interior respectiv exterior al tuturor tronsoanelor (pentru $k=1 \ldots z$) sub acțiunea forțelor centrifuge și a încărcării σ'_{ra} de pe diametrul exterior al discului.

Conform ipotezei de încărcare admise

$$\sigma'_{ri\,(1)}=0, \quad \sigma'_{r\,(z)}=\sigma'_{ra}.$$

În cazul în care se consideră discul în întregimea lui, compus din coroană, pînza discului și butuc, atunci încărcarea exterioară datorită pieselor ce se fixează de coroană apare în calcul prin intermediul mărimii σ_s iar, încărcarea pe diametrul exterior al discului este nulă : $\sigma'_{ra}=0$.

Pentru a obține eforturile specifice $\sigma'_{ri\,(k)}$, $\sigma'_{t\,(k)}$, $\sigma'_{r\,(k)}$ și $\sigma'_{t\,(k)}$ se efectuează în prealabil [2] următoarele calcule :

1.1. *Cazul I de încărcare*

Plecînd de la valoarea dată a efortului specific $\sigma^{I}_{ri\,(1)}=0$ și de la o valoare $\sigma^{I}_{ti\,(1)}$ aleasă arbitrar, corespunzătoare diametrului interior al primului tronson, se determină pentru discul rotitor la turația n', cu ajutorul relațiilor (1) ... (8) eforturile specifice la exteriorul tronsonului ; apoi cu relațiile (9) și (10) se calculează eforturile specifice radiale și tangențiale care acționează pe diametrul interior al celui de al doilea tronson. Plecînd de la solicitările care apar pe diametrul interior al tronsonului 2, se determină cu aceleași relații (1) ... (8) eforturile specifice care apar la exteriorul tronsonului al doilea. În mod analog se determină succesiv eforturile specifice din tronsonul 3, 4, 5 ... z. Pe diametrul exterior al ultimului tronson se obține în urma acestui calcul

$$\sigma^{I}_{r\,(z)}=\sigma^{I}_{ra}. \tag{11}$$

1.2. *Cazul II de încărcare*

Într-un al doilea calcul, considerînd discul nerotitor ($n=0$) și plecînd de la efortul specific radial $\sigma^{II}_{ri\,(1)}=0$ și de la un efort specific tangențial $\sigma^{II}_{ti\,(1)}$ ales arbitrar, corespunzătoare diametrului interior al primului tronson, se determină din aproape în aproape, cu ajutorul relațiilor (1) ... (10), ca în cazul de încărcare I, eforturile specifice în toate tronsoanele. Fie σ^{II}_{ra} va-

loarea efortului specific radial corespunzător diametrului exterior al ultimului tronson obținută în urma acestui calcul :

$$\sigma^{II}_{r(z)} = \sigma^{II}_{ra}. \tag{12}$$

1.3. *Discul liber rotitor*

Se poate arăta ușor [2] că, efortul specific tangențial ce acționează pe diametrul interior al tronsonului k al discului liber rotitor se poate calcula cu relația :

$$\sigma'_{ti(k)} = \sigma^{I}_{ti(k)} - \varphi^{I} \cdot \sigma^{II}_{ti(k)} \tag{13}$$

unde φ^{I} este un coeficient dat de expresia

$$\varphi^{I} = \frac{\sigma^{i}_{ra} - \sigma'_{ra}}{\sigma^{II}_{ra}}. \tag{14}$$

Relații analoage cu (13) se pot scrie atît pentru eforturile specifice tangențiale care acționează pe diametrele exterioare ale tronsoanelor, cît și pentru eforturile specifice radiale de pe diametrele exterioare și interioare ale acestora.

Din suprapunerea eforturilor specifice care apar pe fiecare diametru în parte în cazul I de încărcare cu cele corespunzătoare din cazul II majorate de φ^{I} ori, s-ar putea obține deci eforturile specifice care ar apare în discul liber rotitor. Aceste relații, utilizate în cazul folosirii mașinilor de calculat de birou obișnuite nu sînt convenabile în cazul folosirii calculatoarelor electronice.

În acest caz pentru a simplifica programarea este de preferat să se procedeze în felul următor :

Plecînd de la valorile cunoscute ale eforturilor specifice $\sigma'_{ri(1)} = 0$ și $\sigma'_{ti(1)}$ ce acționează pe diametrul interior al primului tronson în cazul discului liber rotitor *), se determină din tronson în tronson cu ajutorul relațiilor (1) ... (10) ca în cazul de încărcare I. eforturile specifice în toate tronsoanele. Se obțin astfel eforturile specifice radiale și tangențiale care apar pe diametrele interioare și exterioare ale tuturor celor z tronsoane.

Pe diametrul exterior al ultimului tronson z trebuie să se obțină $\sigma'_{r(z)} = \sigma'_{ra}$; această observație se poate folosi pentru controlul operațiilor de calcul.

2. **Discul nerotitor fixat cu seraj**

Considerînd discul nerotitor ($n = 0$) se determină eforturile specifice $\sigma''_{ri(k)}$ și $\sigma''_{ti(k)}$ respectiv $\sigma''_{r(k)}$ și $\sigma''_{t(k)}$ care apar pe diametrul interior respectiv exterior al tronsoanelor k, pentru $k = 1, 2, 3 \ldots z$, sub acțiunea unei presiuni specifice $\sigma''_{ri(1)}$ aleasă arbitrar, ce ar apare pe diametrul interior al discului.

*) Calculate cu relațiile (13) și (14), pentru $k = 1$.

Conform ipotezei de încărcare admise

$$n=0 \quad \text{și} \quad \sigma''_{r(z)}=0.$$

Pentru a obține eforturile specifice căutate se efectuează următoarele calcule :

2.1. *Cazul III de încărcare*

Plecînd de la valoarea dată a efortului specific radial $\sigma^{III}_{ri(1)}=\sigma''_{ri(1)}$ și de la o valoare $\sigma^{III}_{ti(1)}$ aleasă arbitrar, care ar acționa pe diametrul interior al primului tronson al discului nerotitor, se determină din aproape în aproape, cu relațiile (1) ... (10), ca în cazul de încărcare II, eforturile specifice în toate tronsoanele.

Fie σ^{III}_{ra} efortul specific radial obținut la exteriorul tronsonului z : $\sigma^{III}_{r(z)}=\sigma^{III}_{ra}$.

2.2. *Discul nerotitor fixat cu seraj*

Se poate arăta [2] că, efortul specific tangențial ce acționează pe diametrul interior al tronsonului k al discului nerotitor fixat cu un seraj virtual corespunzător presiunii specifice $\sigma''_{ri(1)}$ se poate calcula cu formula

$$\sigma''_{ti(k)}=\sigma^{III}_{ti(k)}-\varphi^{II}\cdot\sigma^{II}_{ti(k)} \tag{15}$$

unde φ^{II} este un coeficient dat de relația

$$\varphi^{II}=\sigma^{III}_{ra}/\sigma^{II}_{ra}. \tag{16}$$

Relații analoage cu (15) se pot scrie și pentru $\sigma''_{t(k)}$, $\sigma''_{ri(k)}$ și $\sigma''_{r(k)}$ care permit calculul solicitărilor pe diametrele interioare și exterioare ale tuturor tronsoanelor.

În cazul utilizării calculatoarelor electronice, relațiile acestea se folosesc numai pentru determinarea efortului specific tangențial $\sigma''_{ti(1)}$ de pe diametrul interior al discului.

Plecînd de la valorile cunoscute ale eforturilor specifice $\sigma''_{ri(1)}$ și $\sigma''_{ti(1)}$ ce acționează pe diametrul interior al primului tronson se determină din tronson în tronson, cu relațiile (1) ... (10), eforturile specifice în toate tronsoanele discului nerotitor. Se obțin astfel eforturile specifice $\sigma''_{ri(k)}$, $\sigma''_{ti(k)}$, $\sigma''_{r(k)}$ și $\sigma''_{t(k)}$ care apar pe diametrele interioare și exterioare ale tuturor celor z tronsoane ale discului.

Pe diametrul exterior al ultimului tronson trebuie să se obțină $\sigma''_{r(z)}=0$ observație ce poate fi folosită pentru controlul calculului efectuat.

3. Arborele liber rotitor

În arborele liber rotitor cu viteza unghiulară ω apare [2] pe diametrul exterior A un efort specific tangențial

$$\sigma'_{tA}=\frac{\gamma\omega^2}{2g}\left[\frac{1-\mu}{8}A^2+\frac{3+\mu}{8}A_i^2\right] \tag{17}$$

unde :

A_i reprezintă diametrul găurii din arbore — fig. 1 ;
γ — greutatea specifică a materialului arborelui ;
g — accelerația gravitației.

Conform ipotezei de încărcare, efortul specific radial pe suprafața exterioară a arborelui $\sigma'_{rA}=0$.

4. Arborele nerotitor supus la seraj

În arborele nerotitor supus pe suprafața exterioară la o presiune specifică σ''_{rA} apare pe diametrul exterior A un efort specific tangențial :

$$\sigma''_{tA}=\sigma''_{rA}\frac{A^2+A_i^2}{A^2-A_i^2}. \tag{18}$$

II. CALCULUL SOLICITĂRILOR ȘI DEFORMAȚIILOR REALE

1. Calculul solicitărilor și deformațiilor discului nerotitor fretat pe arbore

Dacă diametrul B de frecare al discului este mai mic decît diametrul exterior A al arborelui

$$\Delta B=B-A$$

atunci trăgînd la cald discul pe arbore, după ce discul și arborele revin la temperatura mediului ambiant, pe suprafețele de fretare apare o presiune specifică σ_{rB1} care provoacă creșterea diametrului B al butucului și micșorarea diametrului A al arborelui.

În ipoteza că deformațiile și deci și solicitările sînt proporționale cu încărcarea, presiunea specifică σ_{rB1} va provoca pe un diametru oarecare X al arborelui sau al discului, efortul specific radial σ_{rX1} și un efort specific tangențial σ_{tX1} :

$$\sigma_{rX1}=\sigma''_{rX}\frac{\sigma_{rB1}}{\sigma''_{rB}}=\sigma''_{rX}\psi_{B1}$$

$$\sigma_{tX1}=\sigma''_{tX}\frac{\sigma_{rB1}}{\sigma''_{rB}}=\sigma''_{tX}\psi_{B1} \tag{19}$$

unde σ''_{rX} și σ''_{tX} reprezintă eforturile specifice radiale respectiv tangențiale ce apar în discul nerotitor fixat cu un seraj corespunzător unei presiuni specifice $\sigma''_{rB}=\sigma''_{ri\,(1)}$ ce ar acționa pe diametrul B iar

$$\psi_{B1}=\frac{\sigma_{rB1}}{\sigma''_{rB}}. \tag{20}$$

Deformația relativă a diametrului X va fi deci :

$$\rho_{X1}=\frac{\sigma_{tX1}-\mu\sigma_{rX1}}{E}=\rho''_X\psi_{B1} \tag{21}$$

unde E este modulul de elasticitate.

Dacă în relația [21] se va înlocui diametrul X prin A sau B se vor obține deformațiile ρ_{A1} respectiv ρ_{B1} corespunzătoare acestor diametre.

Dacă notăm cu ρ_B serajul geometric relativ dintre butuc și arbore

$$\rho_B=\frac{\Delta B}{B} \tag{22}$$

și observînd că $\rho_{A1}<0$ și $\rho_{B1}>0$, vom avea ținînd seama de relațiile (21)

$$\rho_B=\rho_{B1}-\rho_{A1}=(\rho''_B-\rho''_A)\psi_{B1}$$

de unde

$$\psi_{B1}=\frac{\rho_B}{\rho''_B-\rho''_A} \tag{23}$$

care înlocuită în relațiile (19) și (21) permite calculul eforturilor specifice și a deformației relative ale unui diametru oarecare X al discului.

2. Calculul solicitărilor și deformațiilor discului în timpul funcționării

Prin învîrtirea la o turație oarecare n a discului fretat pe arbore, pe suprafața de fretare de diametru inițial B apare un efort specific radial σ_{rB2} ceea ce provoacă pe diametrul X efortul specific radial :

$$\sigma''_{rX}\frac{\sigma_{rB2}}{\sigma''_{rB}}.$$

Totodată sub acțiunea forțelor centrifuge care acționează asupra elementelor de masă ale discului, la turația n apare pe același diametru un efort specific $\lambda\sigma'_{rX}$, unde

$$\lambda=\left(\frac{n}{n'}\right)^2. \tag{24}$$

Efortul specific radial rezultat din suprapunerea celor două solicitări va fi

$$\sigma_{rX2}=\lambda\sigma'_{rX}+\sigma''_{rX}\frac{\sigma_{rB2}}{\sigma''_{rB}}.$$

În mod analog se obține și efortul specific tangențial ce acționează pe același diametru

$$\sigma_{tX2}=\lambda\sigma'_{tX}+\sigma''_{tX}\frac{\sigma_{rB2}}{\sigma''_{rB}}\cdot$$

Deformația relativă a diametrului X al discului sub acțiunea acestor solicitări va fi

$$\rho_{X2}=\lambda\rho'_X+\rho''_X\frac{\sigma_{rB2}}{\sigma''_{rB}}\cdot$$

Variația deformației relative a diametrului X al discului asamblat cu arborele, sub influența forțelor centrifuge va fi deci

$$\Delta\rho_{X2}=\rho_{X2}-\rho_{X1}=\lambda\rho'_X+\rho''_X\frac{\sigma_{rB2}-\sigma_{rB1}}{\sigma''_{rB}}\cdot$$

Notînd

$$\psi_{B2}=\frac{\sigma_{rB2}-\sigma_{rB1}}{\sigma''_{rB}}=\frac{\sigma_{rB2}}{\sigma''_{rB}}-\psi_{B1} \tag{25}$$

relațiile precedente devin

$$\begin{cases}\sigma_{rX2}=\lambda\sigma'_{rX}+\sigma''_{rX}(\psi_{B1}+\psi_{B2})\\ \sigma_X=\lambda\sigma'_{tX}+\sigma''_{tX}(\psi_{B1}+\psi_{B2})\\ \rho_{X2}=\lambda\rho'_X+\rho''_X(\psi_{B1}+\psi_{B2})\\ \Delta\rho_{X2}=\lambda\rho'_X+\rho''_X\psi_{B2}\cdot\end{cases} \tag{26}$$

Aceste relații sînt valabile atît în cazul diametrului exterior A al arborelui cît și în cazul unui diametru oarecare X al discului.

Pentru ca discul să nu se desprindă de pe arbore este necesar ca să avem

$$\Delta\rho_{A2}=\Delta\rho_{B2}$$

ceea ce ținînd seama de (26) se mai poate scrie :

$$\lambda(\rho'_A-\rho'_B)+\psi_{B2}(\rho''_A-\rho''_B)=0$$

de unde

$$\psi_{B2}=-\lambda\frac{\rho'_B-\rho'_A}{\rho''_B-\rho''_A} \tag{27}$$

sau notînd cu

$$\psi'_{B2}=-\frac{\rho'_B-\rho'_A}{\rho''_B-\rho''_A} \tag{28}$$

se obține

$$\psi_{B2}=\lambda\psi'_{B2}\cdot \tag{29}$$

Înlocuind expresia lui ψ_{B2} dată de relația (27) în relațiile (26) se obțin eforturile specifice și deformațiile corespunzătoare diametrelor X ale arborelui respectiv ale discului.

Dacă în locul expresiei (27) utilizăm relația (29) atunci relațiile (26) se pot scrie într-o formă ce scoate în evidență influența turației:

$$\begin{cases} \sigma_{rX2}=\sigma_{rX1}+\lambda(\sigma'_{rX}+\sigma''_{rX}\psi'_{B2}) \\ \sigma_{tX2}=\sigma_{tX1}+\lambda(\sigma'_{tX}+\sigma''_{tX}\psi'_{B2}) \\ \rho_{X2}=\rho_{X1}+\lambda(\rho'_{X}+\rho''_{X}\psi'_{B2}). \end{cases} \tag{30}$$

Dacă notăm cu n_e turația de eliberare a discului, cu λ_e valoarea lui λ corespunzătoare acestei turații:

$$\lambda_e=\left(\frac{n_e}{n}\right)^2 \tag{31}$$

și cu σ_{rB3} și ψ_{B3} valorile lui σ_{rB2} respectiv ψ_{B2} corespunzătoare acestei turații, atunci, observînd că $\sigma'_{rB}=0$, relația (26) devine:

$$\sigma_{rB3}=\sigma''_{rB}(\psi_{B1}+\psi_{B3})=0$$

de unde, ținînd seama de relațiile (23) și (27) și de faptul că

$$\sigma''_{rB}\neq 0 \quad \text{și} \quad \rho''_B-\rho''_A\neq 0$$

se obține

$$\rho_B=\lambda_e(\rho'_B-\rho'_A). \tag{32}$$

Fie ρ_{Bm} valoarea minimă a lui ρ_B corespunzătoare valorii minime a turației de eliberare impuse n_e.

Mărimea ρ_{Bm} astfel determinată reprezintă valoarea serajului geometric relativ minim care ar trebui să existe în stare de repaos, înainte de fretarea discului pe arbore, în ipoteza aceleiași repartiții a temperaturii în disc și arbore ca în timpul funcționării, pentru ca turația de eliberare să nu fie mai mică decît cea impusă inițial.

Dacă între temperatura arborelui și cea a discului există în funcționare o diferență de temperatură Δt, atunci, prin răcirea lor pînă la temperatura mediului ambiant, serajul geometric relativ va scădea cu

$$\rho_t=\frac{\alpha D_0\Delta t}{D_0}=\alpha\cdot\Delta t$$

devenind după răcire

$$\rho_{gm}=\rho_{Bm}-\alpha\cdot\Delta t. \tag{33}$$

Dacă notăm cu ΔD valoarea cîmpului de toleranțe a serajului, atunci valoarea maximă a serajului relativ, în ipoteza menținerii diferenței de temperatură Δt va fi

$$\rho_{BM}=\rho_{Bm}+\frac{\Delta D}{D_0} \tag{34}$$

iar după răcire

$$\rho_{gM}=\rho_{BM}-\alpha\Delta t. \tag{35}$$

Deoarece $\rho_{gM}>\rho_{gm}$, turația de eliberare corespunzătoare lui ρ_{gM} va fi mai mare ca valoarea minimă impusă.

Înlocuind succesiv cele două valori ρ_{Bm} și ρ_{BM} în relația (23) în locul mărimii ρ_B, obținem două valori pentru coeficientul ψ_{B1}:

$$\psi_{B1m}=\frac{\rho_{Bm}}{\rho''_B-\rho''_A} \quad \text{și} \quad \psi_{B1M}=\frac{\rho_{BM}}{\rho''_B-\rho''_A} \tag{36}$$

care înlocuite în relațiile (19) ne dau eforturile specifice σ_{rX1} și σ_{tX1} de pe un diametru oarecare X al discului nerotitor, în ipoteza menținerii diferenței de temperatură Δt dintre arbore și disc, în cazul serajului minim respectiv maxim.

În cazul particular $X=B$, relațiile (19) ne dau eforturile specifice σ_{rB1} și σ_{tB1} de pe diametrul B.

Înlocuind în continuare cele două valori ψ_{B1m} și ψ_{B1M} în relațiile (26), în locul coeficientului ψ_{B1} și ținînd seama de relația (27) obținem eforturile specifice σ_{rX2} și σ_{tX2} de pe diametrul X al discului rotitor la turația n, în ipoteza existenței diferenței de temperatură Δt dintre arbore și disc.

În cazul particular $X=B$ obținem eforturile specifice σ_{rB2} și σ_{tB2} de pe diametrul B al discului rotitor.

În cazul utilizării calculatoarelor electronice cifrice, relațiile (19) și (26) sînt folosite numai pentru determinarea eforturilor specifice σ_{rB1} și σ_{tB1} respectiv σ_{rB2} și σ_{tB2} care apar pe diametrul B al discului nerotitor, respectiv al celui rotitor.

Pentru calculul eforturilor specifice pe celelalte diametre, în locul relațiilor (19) și (26) este mai convenabil să se folosească următoarea metodă, care permite utilizarea programului de comenzi stabilit pentru calculele anterioare.

Plecînd de la valorile eforturilor specifice σ_{rB2} și σ_{tB2} determinate în ipoteza serajului minim, se calculează eforturile specifice din tronson în tronson, care acționează în discul rotitor, conform indicațiilor date în cazul I de încărcare.

Plecînd de la valorile eforturilor specifice σ_{rB1} și σ_{tB1} determinate în ipoteza serajului minim, se calculează din tronson în tronson, eforturile specifice ce acționează în discul nerotitor, conform indicațiilor date în cazul II de încărcare.

Analog se determină apoi și solicitările care apar în discul rotitor și în cel nerotitor în cazul serajului maxim.

III. METODA DE CALCUL

Desfăşurarea calculelor care trebuie să fie efectuate de calculatorul electronic, este arătată în mod schematic în organigrama din fig. 3.

Totalitatea comenzilor programului sînt grupate în 10 blocuri, numerotate de la *1* ... *10*, în cadrul cărora operaţiunile de efectuat sînt redate în cele ce urmează.

În afara blocurilor de comenzi destinate efectuării calculelor, schema include şi unele blocuri de comenzi destinate pentru controlul numărului de cicluri, pentru transformarea, pentru readresarea şi restabilirea comenzilor ciclurilor.

Blocul de comenzi nr. *1* cuprinde comenzile necesare amplasării datelor specifice discului în memoria calculatorului.

Blocul *2* reprezintă numărătorul de cicluri pentru ciclul de comenzi cuprinse în blocurile nr. *2* ... *5*.

Blocul *3* şi *4* este destinat determinării eforturilor specifice radiale şi tangenţiale de pe diametrul interior al tronsoanelor în ipotezele de încărcare I, II şi III cu ajutorul formulei (9) şi (10).

Blocul *5* se referă la calculele necesare determinării eforturilor specifice radiale şi tangenţiale de pe diametrul exterior al tronsoanelor în ipotezele de încărcare I, II şi III cu ajutorul relaţiilor (1) şi (2); coeficienţii care intervin în aceste relaţii se calculează cu formulele (3) ... (8).

Calculele prevăzute în blocurile de comenzi *2* ... *5* se repetă de z ori. Dacă $k \leqslant z$, blocul *5a* introduce comenzile de readresare necesare pentru ca la reluarea ciclului, calculele să se efectueze cu noile date iniţiale privitoare la noul tronson.

Dacă $k > z$ se trece în mod automat la blocul de comenzi nr. *5b*.

După efectuarea de z ori a comenzilor prevăzute în blocurile *2* ... *5*, valoarea $c^{III}_{t\,(z)} \neq 0$, astfel că blocul de comenzi *5b* dispune trecerea la blocul nr. *6*.

Comenzile cuprinse în blocul nr. *6* se referă la calculul eforturilor specifice tangenţiale $\sigma'_{tB} = \sigma'_{ti\,(1)}$ şi σ''_B care apar pe diametrul interior al discului liber rotitor, respectiv în discul nerotitor supus la presiunea specifică σ''_{rB} cu ajutorul relaţiilor (13) şi (14) respectiv (15) şi (16).

În continuare blocul de comenzi *6a* impune condiţia ca repetarea calculelor prevăzute de blocurile *2* ... *5* să se facă plecînd de la următoarele valori iniţiale:

$$\begin{cases} \sigma^{I}_{ri\,(1)} \to 0 \\ \sigma^{I}_{ti\,(1)} \to \sigma'_{tB} \end{cases} \qquad \begin{cases} \sigma^{II}_{ri\,(1)} \to -1 \\ \sigma^{II}_{ti\,(1)} \to \sigma''_{tB} \end{cases} \qquad \begin{cases} \sigma^{III}_{ri\,(1)} \to 0 \\ \sigma^{III}_{ti\,(1)} \to 0. \end{cases}$$

Astfel la repetarea de z ori a ciclului corespunzător blocurilor de comenzi *2* ... *5*, se obţin în celulele memoriei destinate iniţial cazului I de încărcare, eforturile specifice σ'_{rX} şi σ'_{tX} care apar în discul liber rotitor, iar în celulele destinate cazului II de încărcare se obţin eforturile specifice σ''_{rX} şi σ''_{tx} care apar în discul nerotitor încărcat pe diametrul interior cu $\sigma''_{ri\,(1)} = -1$. În celulele memoriei corespunzătoare cazului III de încărcare se obţin acum pentru toate eforturile specifice valori nule.

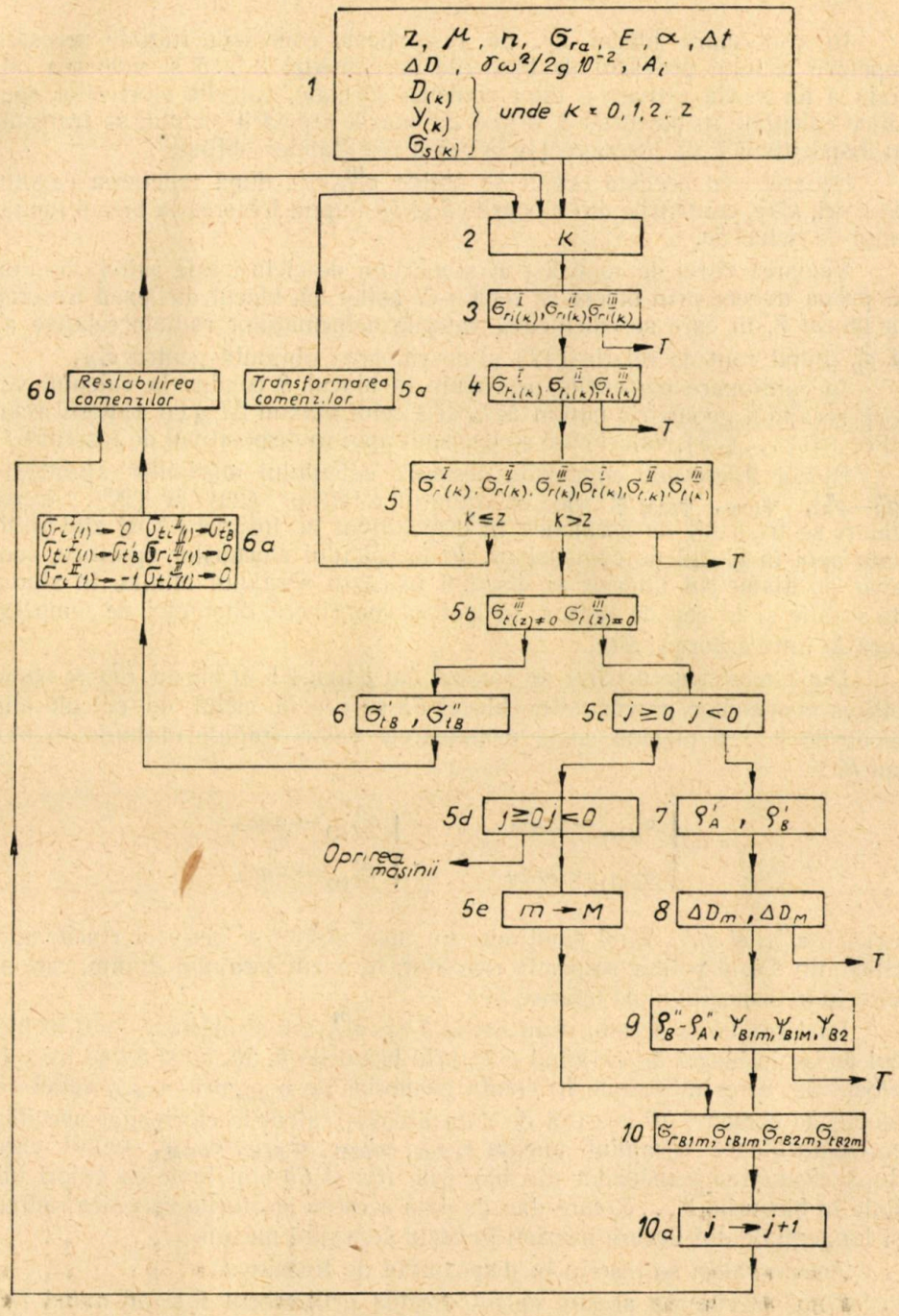


Fig. 3. Schema bloc a programului.

În continuare blocul nr. *6b* restabilește comenzile inițiale necesare repetării ciclului prevăzut de blocurile de comenzi *2...5* și valoarea inițială a lui *k*. Ca urmare a unor comenzi speciale, valorile eforturilor specifice calculate în blocurile *3*, *4* și *5* cu ocazia repetării ciclului se transmit în dispozitivul *T* de înscriere (tipărire) a rezultatelor obținute.

Deoarece cu această ocazie se obține $\sigma^{III}_{t(z)}=0$, după repetarea ciclului de *z* ori, $k>z$, comenzile din blocurile *5* și *5b* impun trecerea la blocul numărător de cicluri *5c*.

Valoarea cifrei de control *j* al numărului de cicluri este astfel obținută la prima trecere prin blocul *5c* încît $j<1$ astfel că, blocul dirijează trecerea la blocul *7*, în care se calculează valorile deformațiilor radiale relative ρ'_A și ρ'_B ținînd cont de relația (17) și de valoarea obținută pentru σ'_{tB}.

În continuare comenzile prevăzute în blocul *8* conduc la calculul valorii serajului geometric minim ΔD_m și a celui maxim ΔD_M cu ajutorul relațiilor (31) ... (35), valori care se transmit apoi în dispozitivul de înscriere *T*.

Blocul *9* prevede comenzile necesare calculului mărimilor ajutătoare $(\rho''_B-\rho''_A)$, ψ_{B1m}, ψ_{B1M} și ψ_{B2} cu ajutorul relațiilor (23) și (27). Aceste valori se transmit de asemenea în dispozitivul de înscriere *T* și sînt utilizate apoi în blocul de comenzi nr. *10* la calculul eforturilor specifice, care apar pe diametrul interior al discului în cazul serajului minim, în starea de rotație și în cea de repaos, în ipoteza menținerii diferenței de temperatură Δt între arbore și disc.

După modificarea cifrei de control din *j* în $j+1$ în blocul *10a* și restabilirea comenzilor prevăzute de blocul *6b* se repetă ciclul de calcule din blocurile *2...5* plecînd de la următoarele valori inițiale obținute în blocul *10*:

$$\begin{cases} \sigma^{I}_{ri\,(1)} \rightarrow \sigma_{rB2m} \\ \sigma^{I}_{ti\,(1)} \rightarrow \sigma_{tB2m} \end{cases} \qquad \begin{cases} \sigma^{II}_{ri\,(1)} \rightarrow \sigma_{rB1m} \\ \sigma^{II}_{ti\,(1)} \rightarrow \sigma_{tB1m} \end{cases}$$

valorile $\sigma^{III}_{ri\,(1)}$ și $\sigma^{III}_{ti\,(1)}$ fiind menținute tot nule. Astfel se obțin eforturile specifice din discul rotitor respectiv nerotitor, în cazul serajului minim, care se înscriu în dispozitivul de tipărire *T*.

La terminarea acestui ciclu avînd $k>z$, $\sigma^{III}_{t(z)}=0$ și obținînd $j=0$ în blocul *5c* iar în blocul *5d* obținînd $j<0$, prin blocurile *5*, *5b*, *5c* și *5d* se trece la blocul *5e*, care înlocuiește în celula memoriei pe ψ_{B1m} prin ψ_{B1M} astfel că, blocul de comenzi *10* execută de data aceasta calculele eforturilor specifice corespunzătoare serajului maxim σ_{rB2M}, σ_{tB2M}, σ_{rB1M}, σ_{tB1M}, valori care, după efectuarea comenzilor din blocurile *10a* și *6b* sînt luate ca valori inițiale în blocurile *2...5*, care dau de data aceasta eforturile specifice radiale și tangențiale din fiecare tronson în cazul serajului maxim.

Aceste valori se înscriu în dispozitivul de tipărire *T*.

După efectuarea acestui calcul, trecînd prin blocul *5* și *5b* avînd $j>0$ în blocul *5a* și $j=0$ în blocul *5d* se comandă oprirea mașinii.

Mărimile calculate de blocul de comenzi nr. *9* și transmise în dispozitivul de înscriere pot fi folosite ulterior, în cazul în care s-ar pune eventual problema necesității determinării eforturilor specifice din disc la alte regimuri de funcționare decît cele date de calculatorul electronic. În acest caz din relația (29) se obține valoarea lui ψ'_{B2} care, înlocuită în relația (30) dă direct eforturile specifice σ_{rX2} **și** σ_{tX2} care apar pe un diametru oarecare X al discului la o turație oarecare corespunzătoare unei anumite valori λ.

BIBLIOGRAFIE

1. V. F. Riș, *Rasciot discov turbomașin*, Mașghiz, Moscva-Leningrad, 1959.
2. G. S. Jiriţchii, *Konstrucția i rasciot na procinosti detalei parovih turbin*, Gosenergoizdat. Moscva-Leningrad, 1960.
3. Curt Keller, Le calcul des disques de roues au moyen d'anneaux partiels coniques. Bulletin Escher Wyss, 1932.
4. G. Creța, Contribuție la calculul discurilor divizate ale rotorilor turbomașinilor. Științe Tehnice. Editura Academiei R.P.R. nr. 1—2 Tom. VII 1960.

РАСЧЕТ ТУРБОМАШИННЫХ ДИСКОВ ПРИ ПОМОЩИ ЭПЕКТРОННЫХ ЦИФРОВЫХ СЧЕТНЫХ МАШИН

(РЕЗЮМЕ)

Расчет на прочность газо или паротурбинных дисков, имеющих цикличный характер, может быть осуществлен электронными счетными машинами.

В работе дается метод расчета, позволяющий, на основе зависимости Риса, расчитать диски независимо от их формы, при помощи электронных цифровых счетных машин, на основе одной программы управления.

Блок-схема (органиграмма) программы управления, на основе данных задачи, дает геометрический минимальный натяг, требуемый для осуществления данного числа оборотов, а также максимальный натяг, принимая во внимание поле допусков и распределение радиальных и тангенциальных удельных усилий в диске.

Одновременно получаются все величины необходимые для последующего определения на обыкновенных счетных машинах удельных усилий в риске при других режимах работы.

CALCUL DES DISQUE DES TURBO-MACHINES A CALCULATEURS ÉLECTRONIQUES DIGITAUX

(RÉSUMÉ)

Le calcul résistance des disques des turbines à vapeur ou à gaz ayant un caractère cyclique, se prêtent très bien à l'utilisation des calculateurs électroniques digitaux. Dans ce travail on indique une méthode de calcul

qui permette qu'en partant des relations de Ris (qui donnent les efforts spécifiques dans un disque d'une épaisseur constante) on effectue le calcul des disques, sans tenir compte de leur forme, à l'aide des calculateurs électroniques digitaux, se basant sur un seul programme de commandes.

Le schéma-bloc (L'organigramme) du programme de commandes indiqué, permet qu'à base des données du problème, le calculateur donne directement la valeur du serrage géométrique minime, nécessaire pour réaliser un nombre donné de tours de libération, la valeur du serrage maximum en tenant compte du champ de tolérances imposé, ainsi que la répartition des efforts spécifiques radiaux et tangentiels le long du rayon du disque dans le cas du serrage minimum et maximum.

On obtient encore toutes les grandeurs nécessaires pour la détermination ultérieure, facile à exécuter à l'aide des calculateurs de bureau usuels des efforts spécifiques de disque, à d'autres régimes de fonctionnement que ceux prévus.

CALCULUL VENTILULUI DE PORNIRE AL TURBINEI CU ABUR

DE

G. CREȚA

A. GENERALITĂȚI

Pornirea turbinelor cu abur și variația turației acestora de la starea de repaos pînă la turația nominală se face de obicei cu ajutorul unui ventil de pornire care, în majoritatea cazurilor este totodată și ventilul cu închidere rapidă a turbinei.

În cazul turbinelor care funcționează cu presiuni ridicate ale aburului, acționarea ventilului rapid reclamă forțe mari, ceea ce duce la mărirea dimensiunilor servomotorului acestuia. Pentru micșorarea forței de acționare, ventilul rapid se prevede cu un ventil de descărcare montat în interiorul talerului ventilului rapid, fig. 1, care, deschizîndu-se înaintea ventilului mare, reduce diferența de presiune de pe cele două fețe ale acestuia.

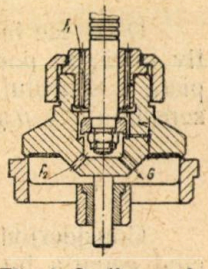


Fig. 1. Secțiune prin ventilul rapid.

Pentru ca efectul de descărcare să fie cît mai mare posibil, este necesar ca, după ventilul rapid să se realizeze o presiune cît mai mare, ceea ce se obține prin închiderea ventilelor de reglare ale turbinei de către sistemul de reglaj.

La turbinele cu pornire manuală sistemul de reglaj nu poate prelua reglarea turației decît de la o turație n_t apropiată de turația nominală n. În general, în aceste cazuri, $n_t \cong 0{,}9n$.

La turbinele prevăzute cu pornire automată, sistemul de reglaj preia comanda ventilelor deja de la o turație n_t foarte mică. Se obișnuiește ca în aceste cazuri să se ia $n_t \cong 0{,}1n$.

Rezultă deci că, ventilul de descărcare trebuie să fie dimensionat în așa fel încît să permită trecerea debitului necesar pentru aducerea turboagregatului pînă la turația la care sistemul de reglaj preia comanda ventilelor de admisie ale turbinei.

Deoarece dimensionarea ventilului de descărcare ridică unele probleme netratate de literatura tehnică, în cele ce urmează se indică o metodă de calcul pentru dimensionarea ventilului înglobat în ventilul rapid, pentru acele turbine ale căror sistem de reglaj nu preiau comanda ventilelor de admisie decît de la o turație apropiată de turația nominală a grupului.

B. STABILIREA RELAȚIILOR DE CALCUL

În fig. 2 s-a reprezentat schema de principiu al unui astfel de ventil. În această figură s-a notat cu V_r — ventilul rapid fără ventilul de descărcare, cu V_p — ventilul de descărcare din talerul ventilului rapid, cu V_a — ventilele de reglare ale turbinei comandate de regulatorul de turație și cu f_1 și f_2 suprafața totală a celor două serii de orificii de dinaintea și de după ventilul de descărcare (fig. 1).

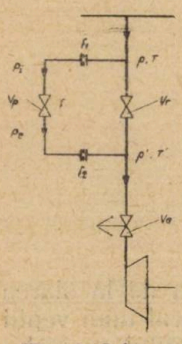


Fig. 2. Schema de legături a ventilului rapid cu ventilul de pornire.

Fie G debitul de abur ce trece spre turbină la un moment dat prin ventilul de pornire V_p, ventilul rapid V_r fiind închis.

Cu notațiile din fig. 2 referitoare la presiunea p din diverse puncte ale circuitului, debitul relativ de abur γ_1 ce trece prin orificiile de secțiune f_1 va fi prin definiție

$$\gamma_1 = \frac{G}{G_{c1}} \tag{1}$$

unde s-a notat cu G_{c1} debitul critic prin secțiunea f_1 corespunzătoare stării inițiale a aburului determinată de presiunea de stagnare p^* și volumul specific de stagnare v^* :

$$G_{c1} = 2{,}03 f_1 \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}.$$

Deoarece la mersul în gol viteza aburului prin ventilul rapid este relativ mică, se poate neglija energia cinetică ce corespunde vitezei de apropiere a aburului de orificiile f_1 astfel că se poate scrie fără a face o eroare sensibilă $p^* = p$ și $v^* = v$, cu care relația precedentă devine

$$G_{c1} = 2{,}03 f_1 \sqrt{\frac{p}{v}}. \tag{2}$$

Considerînd canalele de secțiune f_1 drept ajutaje convergente și aplicînd ecuația lui Bendemann [1] valabilă pentru ajutajele convergente ce lucrează în regim subsonic, se obține :

$$\left(\frac{\gamma_1}{\varepsilon}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_l - \varepsilon \cdot \varepsilon_c)^2}{\varepsilon^2 (1 - \varepsilon_c)^2} = 1 \tag{3}$$

unde s-au notat cu ε raportul dintre presiunea de stagnare maximă P_M^* a cărei valoare o presupunem egală cu $p^* = p$

$$\varepsilon = \frac{p^*}{p_M^*} = 1$$

cu ε_l raportul

$$\varepsilon_l = \frac{p_l}{p}$$

și cu ε_c raportul critic de presiuni.

Fie f aria secțiunii minime de curgere prin ventilul de pornire corespunzătoare debitului G. Atunci debitul relativ de abur raportat la debitul critic corespunzător stării inițiale a aburului determinată de presiunea p și volumul specific v prin acest ventil va fi

$$\gamma = \frac{G}{G_c} \tag{4}$$

unde

$$G_c = 2{,}03 f \sqrt{\frac{p}{v}}. \tag{5}$$

Aplicînd ecuația lui Bendemann se poate scrie, observînd că, starea aburului din fața ventilului de pornire se obține prin laminarea lui de la presiunea p la presiunea p_i

$$\left(\frac{\gamma}{\varepsilon_i}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_e - \varepsilon_i \varepsilon_c)^2}{\varepsilon_i^2 (1-\varepsilon_c)^2} = 1 \tag{6}$$

unde s-a notat

$$\varepsilon_e = \frac{p_e}{p}.$$

În mod analog, pentru orificiile de secțiune totală f_2 se obține debitul relativ de abur

$$\gamma_2 = \frac{G}{G_{c2}} \tag{7}$$

unde

$$G_{c2} = 2{,}03 f_2 \sqrt{\frac{p}{v}} \tag{8}$$

și ecuația lui Bendemann

$$\left(\frac{\gamma_2}{\varepsilon_e}\right)^2 + \frac{(\varepsilon' - \varepsilon_e \varepsilon_c)^2}{\varepsilon_e^2 (1-\varepsilon_c)^2} = 1 \tag{9}$$

în care s-au notat

$$\varepsilon_e = \frac{p_e}{p}; \quad \varepsilon' = \frac{p'}{p}.$$

Ecuațiile (1) ... (9) formează un sistem de 9 ecuații cu 13 variabile (ε fiind presupus constant și egal cu unitatea), dintre care 2 și anume G și ε' pot fi determinate, după cum se va arăta în cele ce urmează, din condițiile de funcționare ale turbinei.

Totodată din sistemul de ecuații (1) ... (9) se pot elimina ușor variabilele G_c și G_{c1}. Într-adevăr, împărțind relația (1) cu (4) și ținînd seama de ecuațiile (2) și (5) obținem ecuațiile:

$$\gamma f = \gamma_1 f_1 = \gamma_2 f_2 \tag{10}$$

care înlocuiesc relațiile (4), (5), (7) și (8). Astfel sistemul de mai sus se reduce la un sistem de 7 ecuații format din relațiile (1), (2), (3), (6), (9) și (10) cu 9 necunoscute: γ, γ_1, γ_2, f, f_1, f_2, G_{c1}, ε_t și ε_e.

C. CALCULUL DEBITULUI DE PORNIRE

Fie G_0 debitul de mers în gol al turbinei la turația nominală n în ipoteza reglării prin admisiune, debit cunoscut din diagrama de consum a turbinei, fig. 3.

Dacă în locul reglării prin admisie reglarea s-ar face prin laminare, debitul de mers în gol ar fi $G_0' > G_0$.

Debitul G_0' se poate evalua cu o precizie suficientă pentru calculele care urmează în funcție de G_0 cu ajutorul relației

$$G_0' = G_0 + \Delta g \cdot G_e \qquad (11)$$

unde G_e este debitul turbinei la regimul economic, cînd ventilele de admisie sînt complet deschise, iar Δg un coeficient ce se poate evalua cu ajutorul diagramei din fig. 4 în funcție de raportul dintre presiunea finală p_2 și presiunea inițială p a turbinei. Diagrama a fost obținută prin compararea dia-

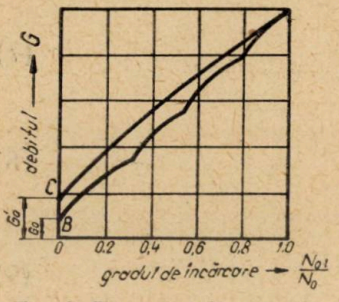


Fig. 3. Diagrama de consum a turbinei.

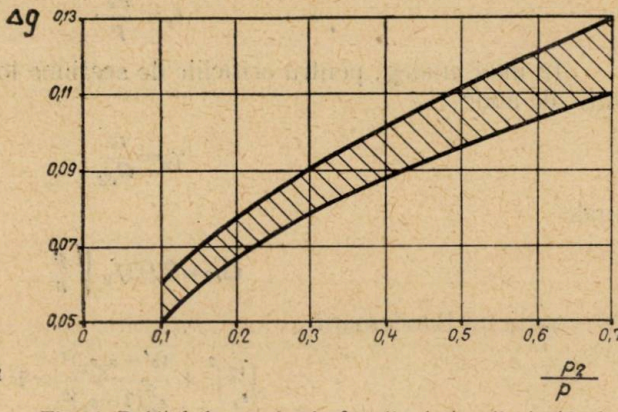


Fig. 4. Debitul de pornire în funcție de turația turbinei.

gramelor consumului extrapolat de mers în gol al turbinelor cu contrapresiune de putere mijlocie prevăzute cu reglaj prin laminare cu cele prevăzute cu reglaj prin admisiune, trasate de Hiedl [2].

În cazul turbinelor cu condensație valoarea lui Δg e cuprinsă între 0,01 și 0,02.

Fie de asemenea G_t debitul ce trece prin turbină la turația n_t, la care sistemul de reglaj preia comanda ventilelor de admisie V_a fig. 2.

La turații mai mici decît n_t ventilele de admisie V_a sînt complet deschise, astfel că turația turbinei se reglează manual cu ventilul de pornire V_p prin laminarea aburului proaspăt. În fig. 4 s-a reprezentat prin curba EF debitul

de abur al turbinei în timpul pornirii, în funcțiune de turația ei. Dacă ventilele de admisiune ar continua să rămînă complet deschise în întreg domeniul de turații cuprins între n_i și n, debitul ar continua să crească odată cu creșterea turației după curba FK, astfel încît în momentul atingerii turației nominale n debitul prin turbină ar ajunge să fie egal cu G_0'.

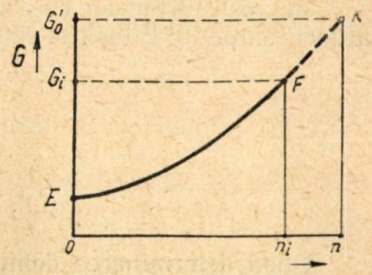


Fig. 5. Variația coeficientului Δ_g în funcție de $\frac{P_2}{P_0}$ în cazul turbinelor cu contrapresiune.

După cum s-a amintit deja în cap. A, dimensionarea ventilului de pornire trebuie să se facă în așa fel încît să asigure trecerea debitului de abur G_i. În cele ce urmează în locul debitului G_i, calculul secțiunilor de scurgere prin ventil se va face pentru debitul G_0' ceea ce reprezintă o oarecare supradimensionare.

Această supradimensionare este necesară pentru a asigura pornirea turbinei în anumite condiții mai grele, de exemplu în cazul unui vid mai scăzut în condensator, a unui ulei mai rece etc.

La calculul debitului de mers în gol G_0 și G_0' trebuie să se ia în considerare valoarea minimă a presiunii p cu care se mai admite pornirea turbinei, asociată cu valoarea corespunzătoare maximă a temperaturii aburului proaspăt.

Dacă turația n_i este cu mult mai mică decît turația nominală n a turbinei, metoda indicată mai sus pentru calculul debitului de pornire G_0' conduce la supradimensionarea ventilului de pornire și a servomotorului acestuia. În aceste cazuri debitul de pornire G_0' trebuie determinat pe bază de măsurători.

D. CALCULUL PRESIUNII DIN FAȚA VENTILELOR DE ADMISIE

Deoarece, conform ipotezei simplificatoare admise, la mersul în gol la turația nominală ventilele de admisie V_a rămîn complet deschise, se poate aplica [3] relația lui Flügel între debitele ce trec prin turbină și presiunile de la intrare și de la ieșire din turbină:

$$\frac{G_e}{G_0'} = \sqrt{\frac{\overline{T_0'}}{\overline{T_e'}}} \sqrt{\frac{p_e'^2 - p_2^2}{p_0'^2 - p_{20}^2}} \tag{12}$$

unde:

T_e', T_0' — temperatura aburului în fața ventilelor de admisie ale turbinei la regimul economic, cînd toate ventilele de admisie sînt deschise, corespunzător debitului G_e respectiv debitului de mers în gol G_0';

p_e', p_0' — presiunile aburului din fața ventilelor de admisie corespunzătoare acelorași regimuri de funcționare;

p_2, p_{20} — presiunile finale ale turbinei în cele două regimuri de funcționare amintite mai sus.

Această relație permite determinarea presiunii p_0' din fața ventilelor de admisie la mersul în gol la turația nominală, cu ventilele de admisie complet deschise, dacă se cunoaște debitul G_0' ce trece prin turbină.

În cazul turbinelor cu condensație $p_2 \cong p_{20} \cong 0$ și dacă se admite $T_0' = T_e'$, atunci relația lui Flügel se simplifică devenind :

$$\frac{p_0'}{p_e'} = \frac{G_0'}{G_e}. \qquad (12')$$

E. METODA DE CALCUL

După determinarea debitului de pornire G_0' și a presiunii corespunzătoare p_0' din fața ventilelor de admisie, se poate trece la rezolvarea sistemului de ecuații obținut în cap. B. Trebuie observat că cele 3 ecuații ale lui Bendemann (3), (6) și (9) sînt valabile numai atîta timp cît debitul critic prin secțiunile f, f_1 și f_2 nu este încă atins. Trebuie menționat că în întreg cuprinsul lucrării debitele de abur au fost raportate la debitul critic corespunzător stării inițiale, determinate de presiunea p și temperatura T a aburului.

Dacă prin secțiunile f sau f_2 se atinge regimul critic, prin acționarea ventilului de pornire se modifică secțiunea f, ceea ce asigură încă variația debitului de abur prin turbină. În aceste cazuri relațiile (6) respectiv (9) se vor înlocui prin $\gamma = 1$ respectiv $\gamma_2 = 1$.

Dacă regimul critic se atinge deja în secțiunea f_1, înainte ca ventilul de pornire să se fi deschis complet, atunci prin deschiderea în continuare a ventilului, debitul prin acesta rămîne constant, ceea ce face ventilul inutilizabil pentru debite mai mari.

Pentru a evita atingerea debitului critic prin secțiunile f, f_1 și f_2 calculul ventilului de pornire se recomandă să se facă în felul următor :

Se admit valorile rapoartelor de presiuni ε_i **și** ε_e corespunzătoare debitului de pornire $G = G_0'$ și presiunii obținute prin calcul p_0' în așa fel încît regimul critic să nu fie atins. Sistemul de 7 ecuații cu cele 7 necunoscute rămase se poate acum rezolva ușor ; calculul se simplifică mult dacă se utilizează diagrama din fig. 6 reprezentînd debitul relativ de abur printr-un ajutaj convergent în funcție de raportul presiunilor finale ε_2 cu raportul presiunilor inițiale ε_1 ca parametru.

În cazul de față pentru $\varepsilon_2 = \varepsilon_i$ și $\varepsilon_1 = 1$ se obține din fig. 6 valoarea lui γ_1, cu care din relația (1) se poate calcula debitul critic G_{c1} care înlocuită în ecuația (2) permite determinarea secțiunii f_1.

Analog se determină și secțiunea f corespunzătoare ventilului complet deschis și secțiunea f_2.

Pentru alte debite $G < G_0'$, secțiunile f_1 și f_2 fiind cunoscute, cu același sistem de ecuații se pot calcula presiunile relative ε_i, ε_e și secțiunea corespunzătoare f prin ventilul de pornire.

Pentru aceasta din relația (1) se poate calcula debitul relativ γ_1, debitul critic G_{c1} fiind cunoscut, în funcție de care, din diagrama din fig. 6, se obține ε_i pentru valoarea cunoscută a presiunii relative inițiale. Analog, cu

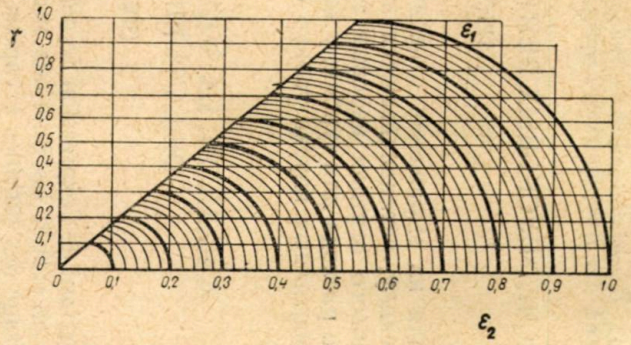


Fig. 6. Debitul relativ de abur prin ajutajul convergent în funcție de raportul de presiuni ε_2, cu ε_1 ca parametru.

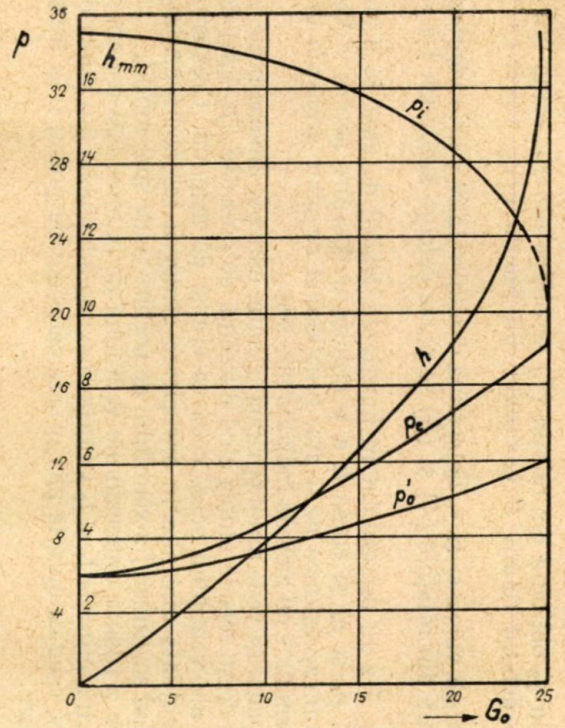


Fig. 7. Variația presiunilor p_i, p_e, p'_0 și a cursei h în funcție de debitul de abur.

valoarea lui γ_2 obținută din relația (7) se obține din diagrama din fig. 6 în funcție de debitul relativ ε' calculată din relația (12), valoarea presiunii relative ε_e.

Cele două valori ε_i și ε_e determină debitul relativ γ prin ventilul de pornire, cu care din relațiile (4) și (5) se poate calcula secțiunea f a ventilului de pornire.

În fig. 7 s-au reprezentat în funcție de debitul de abur la pornire, presiunile p_i, p_e și p_0' și cursa h a ventilului de pornire pentru o turbină cu abur cu contrapresiunea de 6 ata, funcționînd cu abur proaspăt de 35 ata, curbe determinate cu metoda indicată mai sus.

După cum se vede din diagrama trasată, cursa și dimensiunile ventilului de pornire cresc repede atunci cînd diferența de presiune $(p_i - p_e)$ de pe cele două fețe ale ventilului scad, ceea ce era și de așteptat. Creșterea devine foarte accentuată mai ales în apropierea atingerii regimului critic prin orificiile f_1 cînd secțiunea f a ventilului de pornire tinde spre infinit.

Pentru a reduce dimensiunile ventilului de pornire este recomandabil să se ia pentru secțiunile f_1 și f_2 valorile maxime admisibile din punct de vedere constructiv, ceea ce duce la micșorarea căderilor de presiune la trecerea prin aceste orificii.

BIBLIOGRAFIE

1. A. V. Scegleaev, *Parovîie turbini*, Moscva-Leningrad Ed. Gosenergoizdat, 1955.
2. H. Hiedl, *Dampfturbinenverbrauchsdiagramme*, Viena. Ed. J. Springer 1935.
3. G. Flügel, *Die Dampfturbinen*, Leipzig, Ed. J. A. Barth 1931.

РАСЧЕТ ПУСКОВЫХ ВЕНТИЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из выражения относительного расхода пара, проходящего через насадку, устанавливаются необходимые соотношения для размеров пускового вентиля паровых турбин. Дается также метод расчета пускового расхода для турбин, у которых системы регулирования управляются вентилями впуска только при числе оборотов близком к номинальному.

CALCUL DE LA SOUPAPE DE DÉMARRAGE DE LA TURBINE À VAPEUR

(RÉSUMÉ)

En partant de l'expression de débit relatif de vapeurs qui passent par un ajoutage, on établit les relations necessaires pour dimensionner la soupape de démarrage des turbines à vapeur, tout en indiquant une méthode pour le calcul de débit de démarrage de ces turbines, dont la système de réglage ne commande les soupapes d'admission qu'au nombre des tours approchés de ceux nominaux de la turbine.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA UNOR EJECTOARE CU ABUR

DE

G. CREȚA, GH. CONSTANTINESCU și I. LENE

A. GENERALITĂȚI

Deși în aparență foarte simplu, procesul transformărilor care au loc într-un ejector cu abur nu este încă suficient cercetat și cunoscut, astfel că, în stadiul actual al cunoștințelor, dimensionarea compresoarelor cu jet comportă o oarecare nesiguranță, ce nu poate fi eliminată decît pe baza unor cercetări experimentale efectuate asupra construcției însăși a ejectorului respectiv.

Una din mărimile care influențează în mare măsură eficacitatea ejectorului, este distanța l dintre secțiunea de ieșire a ajutajului și secțiunea de intrare în difuzor, a cărei valoare optimă nu se poate determina decît pe cale experimentală.

Scopul urmărit prin cercetările experimentale redate în prezenta lucrare a fost acela de a verifica în ce măsură relația matematică pentru calculul valorii optime a distanței l obținută de alți autori [1] prin încercarea unor anumite tipuri de ejectoare funcționînd între anumite limite de presiuni, poate fi extinsă și asupra unor alte ejectoare funcționînd în afara domeniului de presiuni cercetat.

Cercetările au fost efectuate în cadrul Combinatului Metalurgic Reșița, unde a fost amenajat un stand de încercare a cărui descriere se redă în cele ce urmează.

B. DESCRIEREA ȘTANDULUI DE INCERCARE

Standul de încercare al ejectoarelor se compune din ansamblul de conducte și armături și din instrumentele și aparatele de măsură reprezentate în fig. 1.

Standul este legat prin ventilul V la conducta principală de abur de 35 ata. Aburul de lucru și cel de joasă presiune ce e aspirat de ejector, se obține prin laminarea aburului luat din conducta principală prin ventilul V_1 respectiv V_2 pînă la presiunea dorită.

Ejectorul eșapează în atmosferă prin ventilul V_3, cu care se poate regla presiunea de refulare la valoarea dorită.

Pentru măsurători, standul de încercare a fost echipat cu următoarele instrumente și aparate de măsură numerotate pe schema din fig. 1 de la *1* ... *10*, unde :

1 este un manometru metalic avînd scara de la 0 ... 25 at pentru măsurarea presiunii p_0 a aburului de lucru ;

2 — termometru cu lichid avînd scara de la 0 ... 500 °C pentru măsurarea temperaturii t_0 a aburului de lucru ;

3 — manovacuummetru metalic cu scara de la 0 ... 5 ata pentru măsurarea aproximativă a presiunii p_2 a aburului aspirat de ejector ;

4 — termometru cu lichid avînd scara de la 0 ... 500 °C pentru măsurarea temperaturii t_2 a aburului aspirat ;

5 — manometru cu mercur pentru măsurarea cu precizie a presiunii p_{2d} a aburului aspirat față de presiunea atmosferică ;

6 — debitmetru cu diafragmă normalizată pentru măsurarea debitului de abur G_2 aspirat de ejector. Căderea de presiune din diafragmă s-a măsurat cu un manometru diferențial cu lichid. Debitmetrul a fost prevăzut cu vasele de condensat necesare pentru a asigura o indicație corectă ;

7 — vacuummetru metalic cu scara de la 0 ... 1 ata pentru măsurarea aproximativă a presiunii din camera de amestec a ejectorului p_1 ;

8 — manometru cu mercur pentru măsurarea presiunii aburului refulat p_4 la ieșire din ejector ;

9 — termometru cu lichid cu scara de la 0 ... 500 °C pentru măsurarea temperaturii t_4 a aburului refulat la ieșire din ejector ;

10 — barometru pentru măsurarea presiunii barometrice p_B .

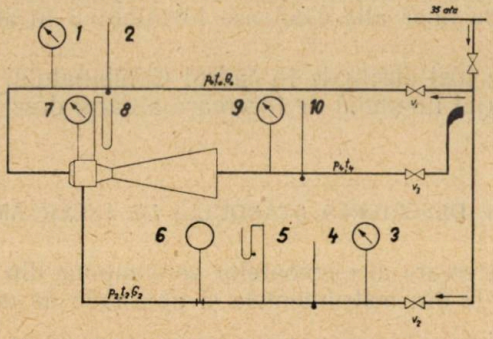


Fig. 1. Schema standului de încercare a ejectoarelor.

Indicațiile instrumentelor de măsură *4* și *5* s-au folosit pentru determinarea greutății specifice a aburului ce intervine în calculul debitului de abur, ce trece prin diafragma debitmetrului.

C. DESCRIEREA ȘI CARACTERISTICILE EJECTORULUI INCERCAT

Cercetările s-au efectuat cu ejectorul reprezentat în fig. 2. Ejectorul a fost calculat pentru

$p_0 = 11$ ata	$p_1 = 0{,}9$ ata	$p_2 = t_1$
$t_0 = 419$ °C	$t_1 = 327{,}5$ °C	$t_2 = t_1$
$G_0 = 500$ kg/h	$G_1 = 500$ kg/h	$p_4 = 1{,}3$ ata

Pentru a stabili influența distanței l dintre secțiunea de ieșire a ajutajului și secțiunea de intrare în difuzor asupra comportării ejectorului, au fost executate trei ajutaje denumite în cele ce urmează ajutajul A, B și C, fig. 3, avînd aceleași secțiuni de scurgere, diferența dintre ele constînd numai în distanța pe care o realizează față de secțiunea de intrare în difuzor.

Drept secțiune de intrare în difuzor în cele de mai sus s-a înțeles acea secțiune a difuzorului, a cărei suprafață, determinată din ecuația continuității curgerii, corespunde debitului și vitezei de calcul, la regimul economic calculat al ejectorului.

Cu aceste precizări, distanțele l corespunzătoare celor trei ajutaje au fost

$$l_A = 88 \text{ mm}; \quad l_B = 128 \text{ mm}; \quad l_C = 188 \text{ mm}.$$

În fig. 4 s-au reprezentat în diagrama i—s transformările suferite de cele două fluxuri de abur — de lucru și cel aspirat. În această diagramă s-au notat cu :

- A_0 — starea aburului de lucru la intrare în ajutaj, stare determinată de presiunea p_0 și temperatura t_0 ;
- A_{1t} — starea aburului la ieșire din ajutaj în cazul destinderii isentropice pînă la presiunea $p_1 = p_2$;
- A_1 — starea reală a aburului la ieșirea din ajutaj ;
- A_2 — starea aburului aspirat la intrare în camera de amestec, stare determinată de presiunea p_2 și temperatura t_2 ;
- A_{3t} — starea amestecului celor două fluxuri de debit G_0 și G_2 la intrare în difuzor, în cazul în care procesele din ejector ar avea loc fără pierderi ;
- A_3 — starea reală a amestecului la intrare în difuzor ;
- A_4 — starea reală a aburului la ieșire din difuzor ;
- A — starea aburului determinată de isobara presiunii finale de compresie p_4 și isentropica punctului A_{3t}.

Cu notațiile din fig. 4, randamentul ejectorului [1] este dat de relația

$$\eta = u \frac{h_1}{h_0 - h_1}$$

unde u este coeficientul de ejecție definit prin raportul dintre debitul aburului aspirat și debitul aburului de lucru.

$$u = \frac{G_2}{G_0}.$$

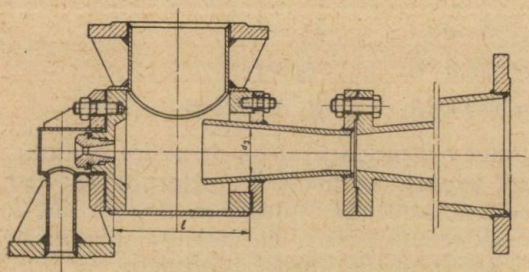


Fig. 2. Secțiune longitudinală prin ejectorul încercat.

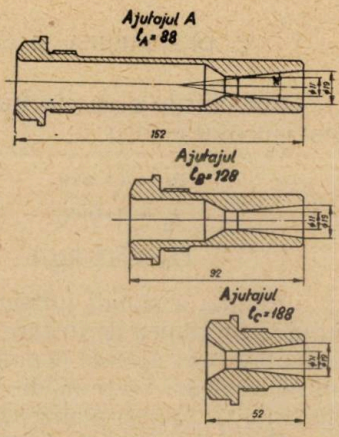


Fig. 3. Ajutajele ejectoarelor încercate.

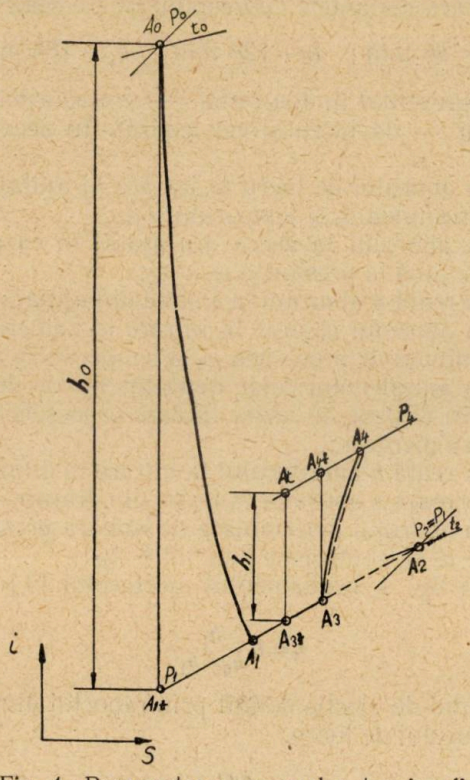


Fig. 4. Reprezentarea proceselor termice din ejector în diagrama *i—s*.

D. MERSUL PROBELOR ȘI PRELUCRAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Cu ajutorul robinetului V_1 s-a stabilit presiunea p_0 a aburului de lucru la valoarea dorită de 9, 11, 13, 15 respectiv 17 ata, după care, cu ajutorul ventilului V_2 s-a potrivit presiunea p_2 a aburului aspirat la diferite valori cuprinse între 0,6 și 1,1 ata în timp ce, prin manevrarea corespunzătoare a robinetului V_3, presiunea de refulare p_4 a ejectorului se readuce mereu la valoarea ei normală de 1,3 ata.

După stabilirea regimului, s-au citit indicațiile tuturor aparatelor de măsură.

Debitul de abur aspirat s-a calculat conform normelor DIN din indicațiile manometrului diferențial cu lichid *6* și a greutății specifice a aburului corespunzătoare stării din fața diafragmei, stare determinată de presiunea p_2 și temperatura t_2 unde presiunea absolută p_2 se obține din presiunea p_{2d} indicată de manometrul cu mercur *4* și din presiunea barometrică p_B:

$$p_2 = p_{2d} + p_B .$$

În fig. 5 s-au reprezentat debitele de abur G_2 aspirate de ejector, determinate pe cale experimentală, în funcție de presiunea p_1 din camera de amestec, pentru diferite valori ale presiunii aburului de lucru p_0, pentru cele trei ajutaje *A*, *B* și *C*, presiunea de refulare p_4 fiind menținută constantă.

Pentru punctul de funcționare corespunzător presiunilor de calcul p_0, p_1 și p_4 s-au obținut următoarele debite G_2:

— în cazul ajutajului *A* ... $G_2 = 570$ kg/h ;
— în cazul ajutajului *B* ... $G_2 = 575$ kg/h ;
— în cazul ajutajului *C* ... $G_2 = 40$ kg/h.

Se observă că în cazul ajutajului *C* debitul aspirat, la presiunile de calcul, nu reprezintă decît 8% din debitul de calcul al ejectorului. Debitul de calcul de 500 kg/h poate fi asigurat, pentru presiunea dată la aspirație, prin mărirea presiunii aburului de lucru la cca. 14,5 ata, în timp ce cu celelalte două ajutaje, debitul de calcul poate fi obținut și cu presiuni ale aburului de lucru mai mici decît valoarea p_0 de calcul.

Debitul aburului de lucru G_0 s-a determinat prin calcul, ținînd cont de faptul că ajutajul funcționează în regim critic, cu abur supraîncălzit:

$$G_0 = 2{,}09 \mu f_{min} \sqrt{\frac{p_0^*}{V_0^*}}$$

unde:

μ — coeficientul de debit al ajutajului ;
p_0^*, V_0^* — presiunea și volumul specific corespunzătoare stării de stagnare a aburului la intrare în ajutaj.

Ținînd seama că, în cazul aburului supraîncălzit coeficientul de debit [3] se poate lua $\mu = 0{,}97$ și neglijînd energia cinetică a aburului la intrare în ajutaj, relația aceasta devine

$$G_0 \doteq 2{,}03 f_{min} \sqrt{\frac{p_0}{V_0}}$$

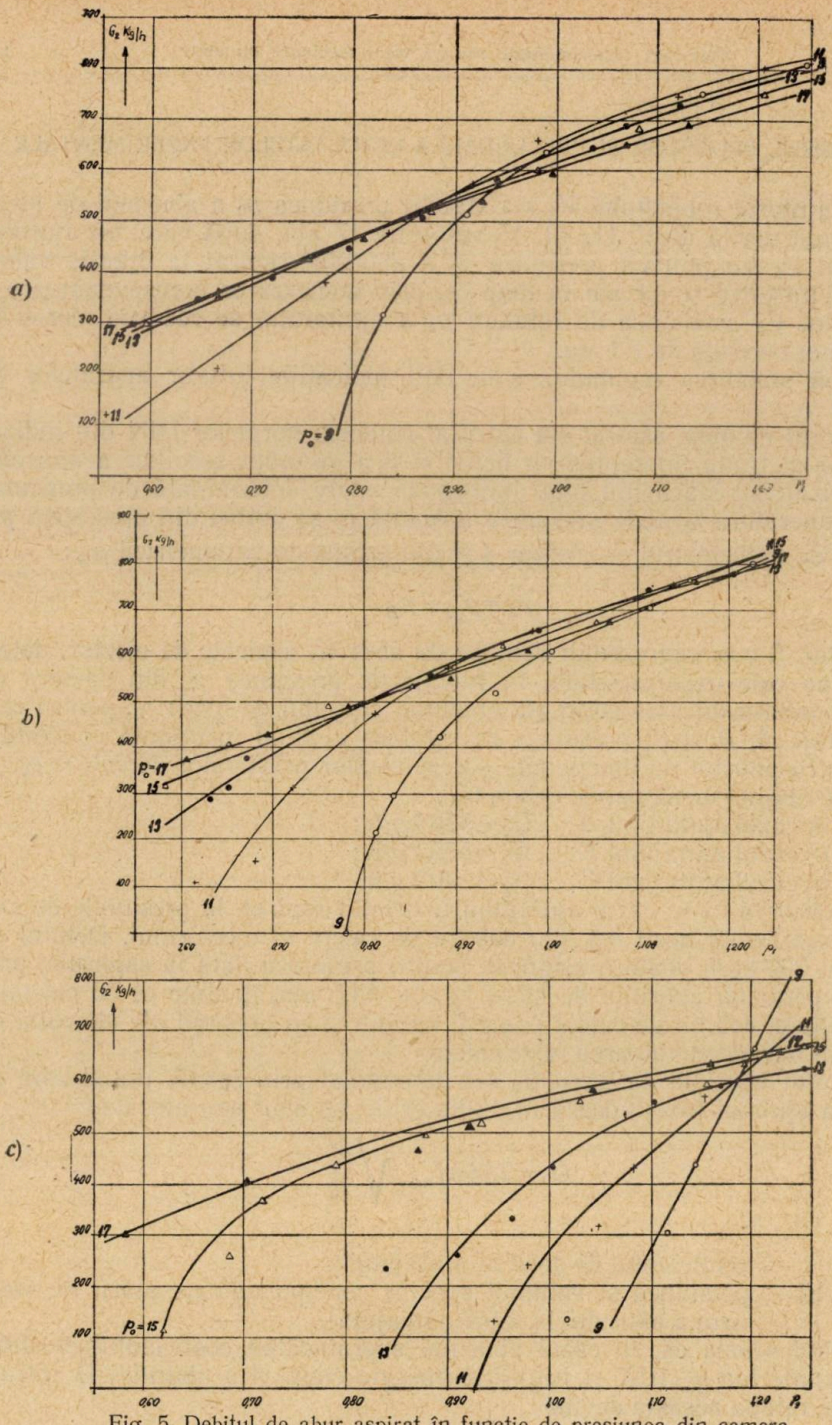


Fig. 5. Debitul de abur aspirat în funcție de presiunea din camera de amestec p_1 :

a – pentru ajutajul *A* ; *b* – pentru ajutajul *B* ; *c* – pentru ajutajul *C*.

unde V_0 este volumul specific al aburului corespunzător presiunii p_0 și temperaturii t_0.

Raportul dintre debitul de abur aspirat și debitul aburului de lucru determină coeficientul de ejecție u.

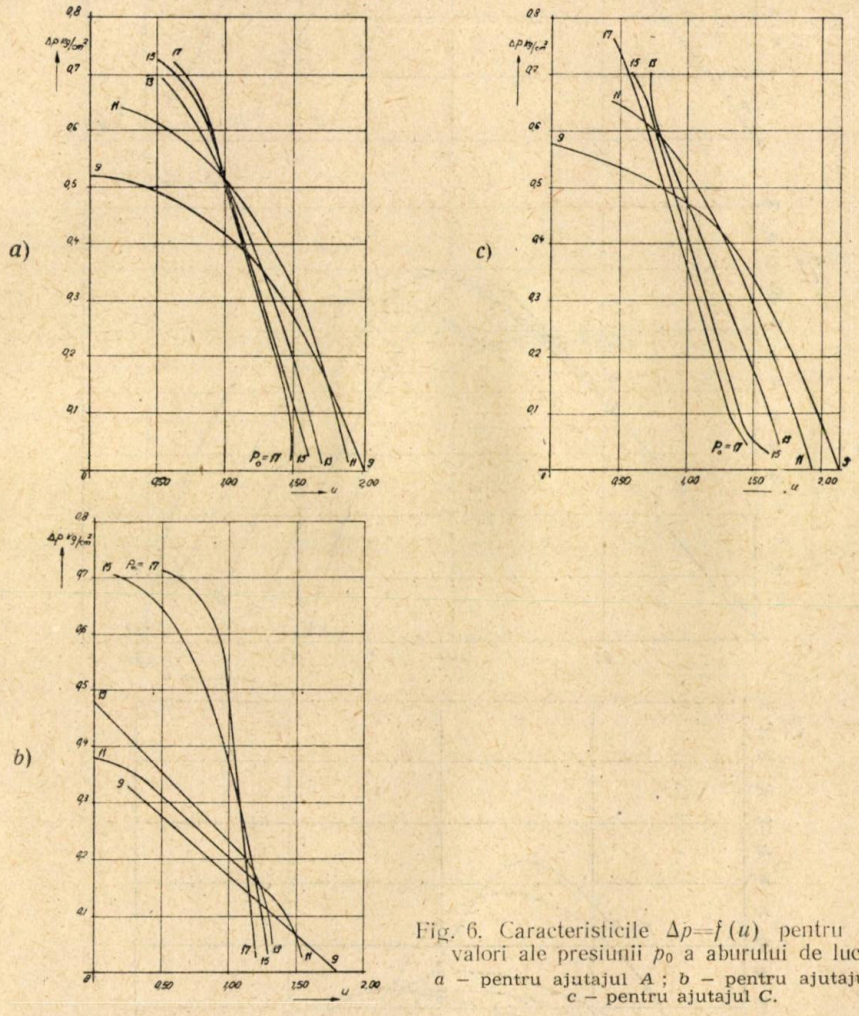


Fig. 6. Caracteristicile $\Delta p = f(u)$ pentru diferite valori ale presiunii p_0 a aburului de lucru:
a – pentru ajutajul *A*; *b* – pentru ajutajul *B*; *c* – pentru ajutajul *C*.

În fig. 6 s-a reprezentat creșterea presiunii aburului aspirat Δp la trecerea prin ejector definit prin relația:

$$\Delta p = P_4 - p_2$$

în funcție de coeficentul de ejecție u având presiunea aburului de lucru p_0 ca parametru, pentru cele trei ajutaje încercate *A*, *B* și *C*. Caracteristica $\Delta p = f(u)$ reprezintă în general o linie dreaptă.

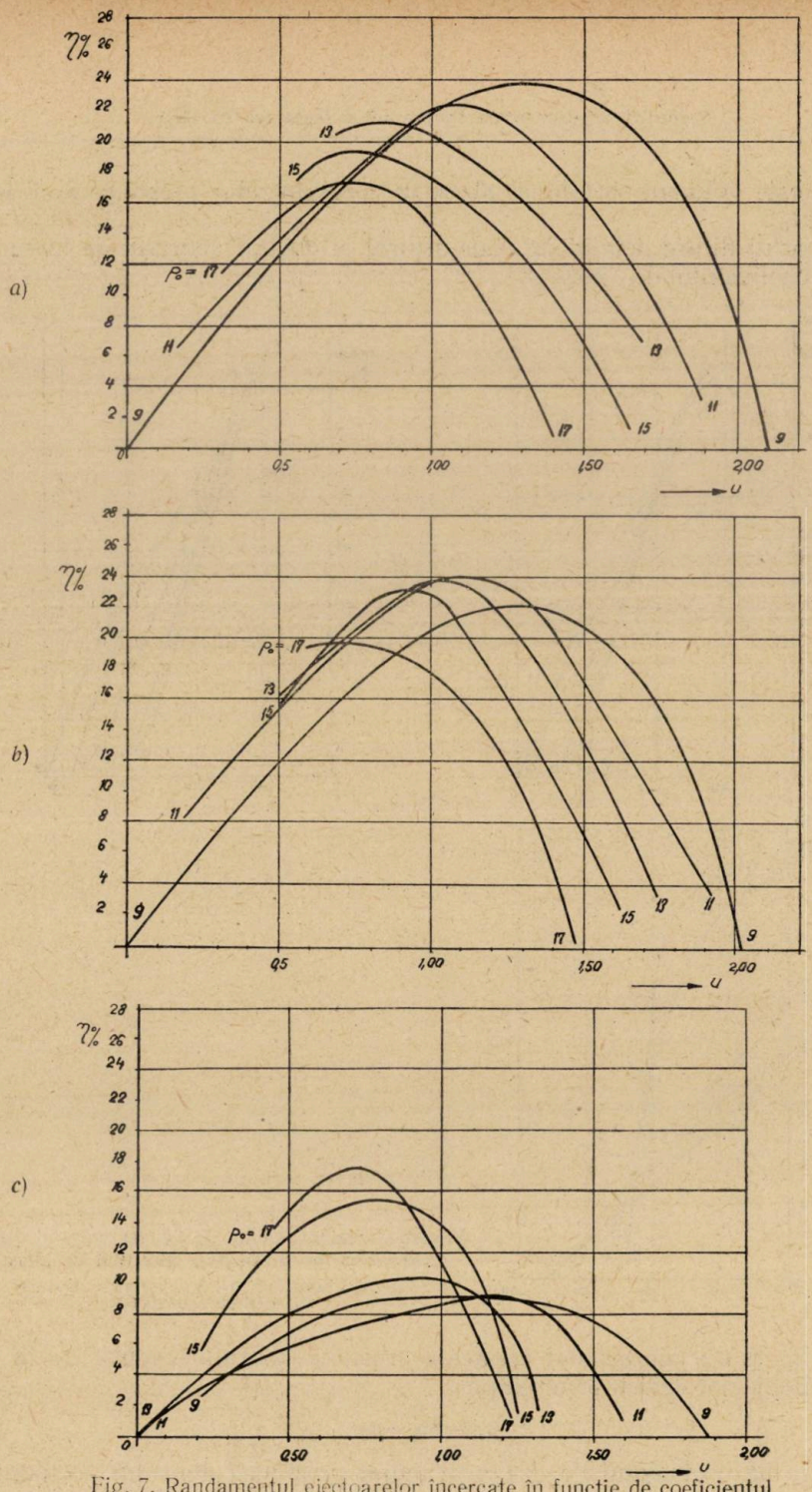


Fig. 7. Randamentul ejectoarelor încercate în funcție de coeficientul de ejecție u :

a — pentru ajutajul A ; b — pentru ajutajul B ; c — pentru ajutajul C.

Pentru o valoare a coeficientului de ejecție u și o presiune a aburului de lucru p_0 egale cu valorile de calcul ($u=1$, $p_0=11$ ata) creșterea de presiune Δp realizată de ejector cu cele trei ajutaje au fost :

— pentru ajutajul A . . . . . $\Delta p=0{,}510$ kg/cm²
— pentru ajutajul B . . . . . $\Delta p=0{,}515$ kg/cm²
— pentru ajutajul C . . . . . $\Delta p=0{,}200$ kg/cm²

Din examinarea curbelor caracteristice $\Delta p=f(u)$ se vede că înclinația lor față de axa Ou crește în valoare absolută pe măsură ce presiunea aburului de lucru crește.

În fig. 7 s-a reprezentat randamentul η al ejectorului în funcție de coeficientul de ejecție u, pentru diferite presiuni ale aburului de lucru p_0 obținut pentru cele trei ajutaje încercate A, B și C.

Notînd cu d_3 diametrul cercului secțiunii de intrare în difuzor și reprezentînd valorile maxime η_{max} ale randamentelor η luate din fig. 7 în funcție de rapoartele $\frac{l}{d_3}$ corespunzătoare și avînd presiunea p_0 ca parametru, se obțin curbele din fig. 8. Din această diagramă rezultă că valoarea optimă a randamentului η_{max} este de $\eta_0=24{,}4\%$ și are loc în cazul ajutajului B pentru o

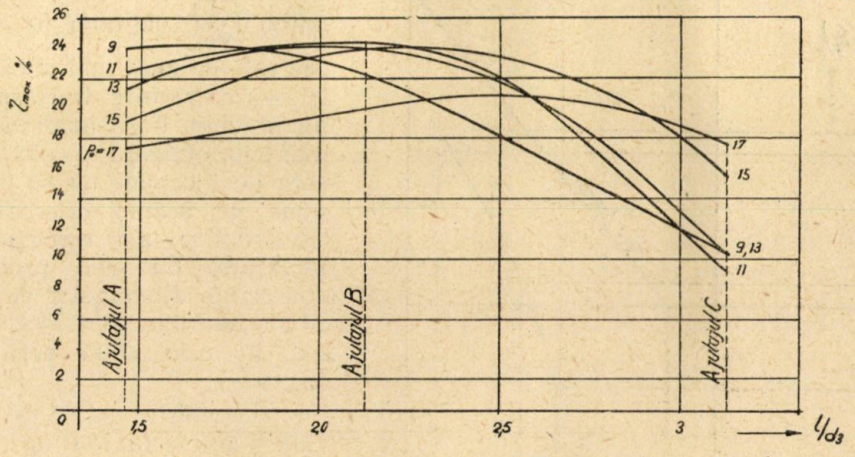


Fig. 8. Randamentul maxim al ejectoarelor în funcție de raportul $\frac{l}{d_3}$.

presiune a aburului de lucru egală cu valoarea de calcul $p_0=11$ ata, pentru un raport $\frac{l}{d_3}\cong 2{,}1$. Corespunzător acestui punct de funcționare au rezultat :

— un coeficient de ejecție $u_o=1{,}11$;
— un debit aspirat de $G_2=485$ kg/h ;
— o presiune în camera de amestec $p_{1,o}=0{,}82$ ata ;
— o cădere termică în ajutaj $h_{0,o}=113$ kcal/kg ;
— o creștere a presiunii în ejector $\Delta p=0{,}48$ kg/cm².

În diagrama din fig. 9 s-a reprezentat prin linie plină legea de variație a raportului $\frac{l}{d_3}$ în funcție de căderea termică din ajutaj h_0 trasată după

recomandările lui A. N. Lojchin [1] rezultate în urma cercetărilor experimentale efectuate de „Institutul Central de Cercetări Științifice pentru Cazane și Turbine" din U.R.S.S. Conform acestor cercetări $\left(\frac{l}{d_3}\right)_o$ se poate calcula cu relația

$$\left(\frac{l}{d_3}\right)_o = 0{,}024 h_0 + 0{,}44 \quad \text{dacă} \quad h_0 > 65$$

respectiv

$$\left(\frac{l}{d_3}\right)_o = 2 \qquad \text{dacă} \quad h_0 < 65.$$

În aceeași diagramă s-a reprezentat prin punctul M valoarea raportului optim $\left(\frac{l}{d_3}\right)_o$ corespunzător căderii $h_{0,o}$ valori obținute în urma cercetărilor experimentale redate în lucrarea de față. După cum rezultă din această diagramă, valoarea raportului optim $\left(\frac{l}{d_3}\right)_o$ obținută în acest caz este cu mult mai mică decît cea ce rezultă din formula lui Lojchin. Fără îndoială că, diferența obținută în cele două serii de încercări nu se poate pune pe seama diferențelor constructive ale ejectoarelor încercate. Ea este probabil consecința diferențelor de stare ale aburului ce a fost utilizat în cele două serii de încercări.

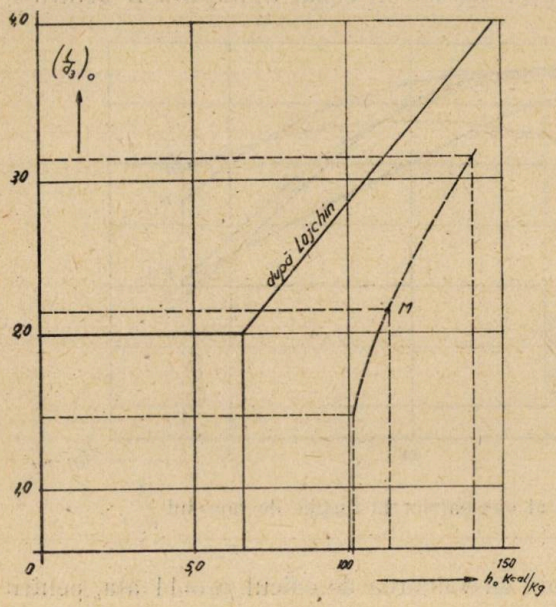


Fig. 9. Raportul optim $\left(\frac{l}{d_3}\right)_o$ în funcție de căderea termică din ajutaj h_0.

Cercetările redate de Lojchin s-au efectuat cu un mare număr de ejectoare avînd forme constructive variate, funcționînd cu abur de lucru slab supraîncălzit sau saturat uscat, avînd presiunea cuprinsă între 4 ... 13 ata. Aburul de joasă presiune s-a obținut prin laminarea aburului proaspăt; domeniul de variație a presiunii aburului aspirat în cursul acestor experiențe a fost de 1,0 ... 3,1 ata.

În cercetările redate în lucrarea de față presiunea aburului de lucru a fost în general cu mult mai mare iar presiunea aburului aspirat cu mult mai mică decît în experiențele redate de Lojchin.

Fără îndoială că, pentru a putea determina influența stării aburului de lucru și a celui aspirat asupra raportului optim $\left(\frac{l}{d_3}\right)$ al ejectorului vor trebui efectuate încă un număr mare de experiențe.

Din cercetările experimentale efectuate a rezultat că, dacă ejectorul este pus să funcționeze cu alte căderi termice h_0 decît aceea ce asigură obținerea randamentului optim, atunci rapoartele $\left(\frac{l}{d_3}\right)$ optime vor fi cu atît mai mari cu cît căderea termică h_0 va fi mai mare. În fig. 9 s-au reprezentat printr-o curbă trasată în linii întrerupte valorile raportului optim $\left(\frac{l}{d_3}\right)$ corespunzătoare la diferite căderi h_0, valori obținute în cursul cercetărilor redate în cele de mai sus.

BIBLIOGRAFIE

1. A. N. Lojchin, *Transformatori de căldură*. Editura Tehnică București, 1952.
2. K. Kessels, Durchflussmessung. Archiv für das Eisenhüttenwesen nr. 3/4 martie/aprile 1949.
3. A. V. Șcegleaev, *Parovîe turbini*, Gosenergoizdat-Leningrad, 1955.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРОВЫХ ЭЖЕКТОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагаются экспериментальные исследования паровых электоров, предназначенных для извлечения пара из внешних лабиринтов паровых турбин. Исследования имели целью определение оптимального расстояния выходного сечения насадки от входного сечения диффузора.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SUR QUELQUES EJECTEURS À VAPEUR

(RÉSUMÉ)

On expose les recherches expérimentales exécutées par les auteurs sur des éjecteurs à vapeur destinés à l'extraction des vapeurs des labyrinthes extérieurs des turbines à vapeurs, afin de déterminer la distance optimale entre la section de sortie de l'ajoutage et la section d'entrée dans la diffuseur.

INFLUENȚA NATURII ȘI TEMPERATURII MEDIULUI DE RĂCIRE ASUPRA PROPRIETĂȚILOR ȘI APARIȚIEI CRĂPĂTURILOR LA OȚELURILE DE SCULE ȘI DE CONSTRUCȚIE INDIGENE

DE

GH. CRISTODORESCU, I. VEGA, I. CARȚIȘ

Se știe că cei trei factori care influențează tratamentul termic de călire sînt: temperatura de călire, durata de menținere la această temperatură și viteza de răcire. De alegerea judicioasă a acestor trei factori depind rezultatele călirii, adică obținerea unor proprietăți cerute, fără cauzarea defectelor mai mult sau mai puțin remediabile ce însoțesc în general acest tratament termic.

Viteza de răcire este unul din factorii cei mai importanți în procesul de călire. Răcirea bruscă a oțelului produce tensiuni interne mari (structurale și termice), și de aceea în practică se călește de preferință într-un mediu capabil pentru obținerea martensitei, dar care să dea în același timp tensiuni interne minime [3].

Dintre toate mediile de răcire utilizate practic, apa s-a dovedit a fi unul dintre mediile care îndeplinește cel mai bine condițiile cerute de către tratamentul termic de călire și anume: are vîscozitatea cea mai mică, căldura latentă de vaporizare maximă, conductivitate termică și căldură specifică maxime [1].

Un interes deosebit îl prezintă călirea în apă sau soluții apoase la temperaturi mai ridicate decît temperatura ambiantă.

În lucrarea de față se studiază influența naturii și temperaturii mediului de răcire asupra proprietăților și apariției crăpăturilor, deci posibilitatea reducerii rebutului prin variația temperaturii și compoziției mediului [4]. Acest lucru prezintă un mare interes practic, problema aceasta fiind foarte puțin studiată.

Pentru experimentare s-au ales două oțeluri, unul cu conținut redus de carbon (OLC 45, STAS 880-60) și un oțel cu conținut mai ridicat în carbon (OSC 10, STAS 1700-50) [5].

Forma probelor s-a ales în așa fel ca repartizarea tensiunilor să fie neuniformă, încît să se formeze cele mai favorabile condiții de apariție a crăpăturilor [6].

Astfel pentru a avea o înclinare mare spre formarea crăpăturilor, s-a ales proba cu diametrul de 20 mm, cu un canal de 6×6 mm.

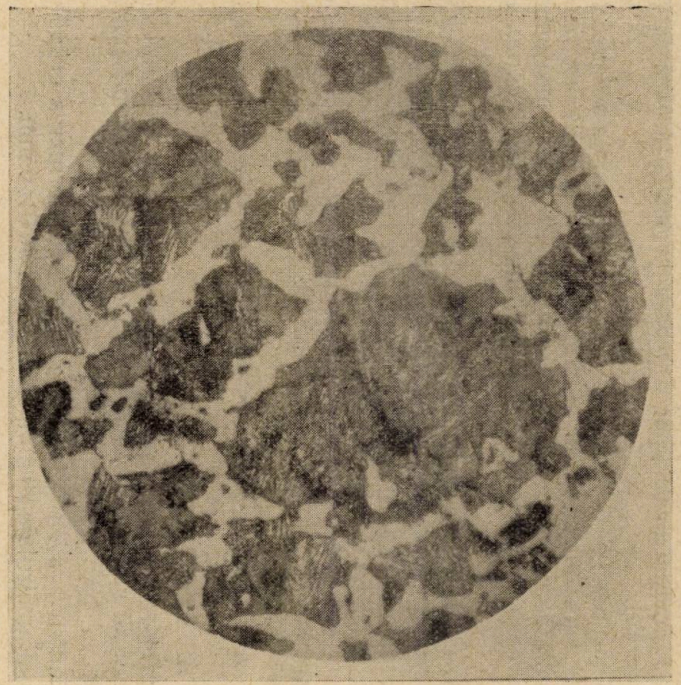


Fig. 1. Microstructura inițială a oțelului OLC 45.

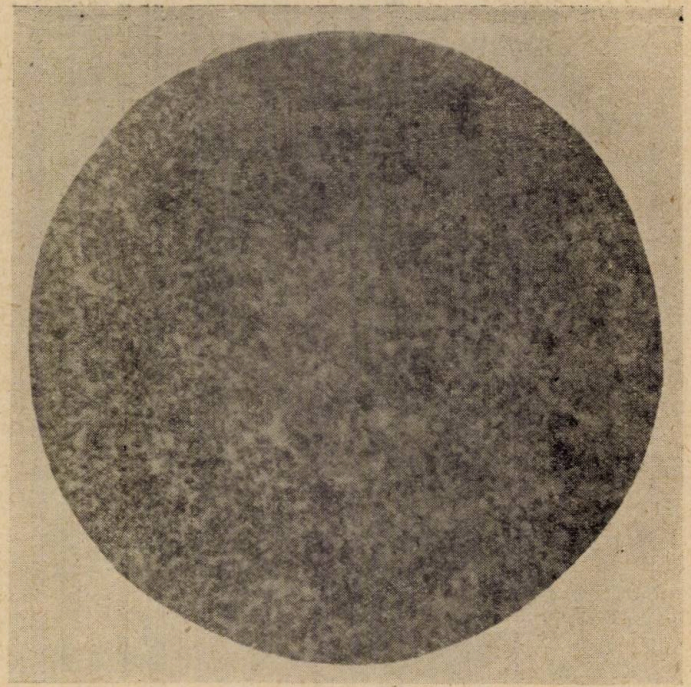


Fig. 2. Microstructura inițială a oțelului OSC 10.

Probele folosite pentru experimentare au fost încălzite la temperaturi diferite, începînd de la temperatura de 820 °C și ridicîndu-se treptat, din 20 în 20 °C, pînă la temperatura de 900 °C pentru oțelul mai sărac în carbon și începînd de la temperatura de 740 pînă la 820 °C, pentru oțelul mai bogat în carbon.

La fiecare temperatură s-au călit un număr suficient de probe variindu-se atît temperatura cît și concentrația apei. Probele au fost încălzite într-un cuptor electric cu cameră.

Structurile inițiale sînt arătate în microfotografiile 1 și 2. Perlita este lamelară la structura inițială a oțelului cu 0,45% carbon și globulară la structura inițială a oțelului cu 1% carbon.

După călire la fiecare eșantion s-a măsurat duritatea la aparatul Roockwell.

Rezultatele obținute permit trasarea unor curbe într-un sistem de axe, avînd în ordonată durităților (H_{Rc}) și în abscisă temperaturile de călire. Cu

Fig. 3. Crăpătură pe fond martensitic la oțelul călit în medii fierbinți.

ajutorul acestora au fost trasate *curbe de egală duritate* pe abscisă considerîndu-se tot temperaturile, iar ordonata prezentînd la o scară convenabilă viteza de răcire (fig. 4 și 5).

Aceasta permite stabilirea domeniilor periculoase de călire, în ceea ce privește formarea crăpăturilor, în funcție de natura și temperatura mediului de răcire precum și în condițiile de obținere a unor durități convenabile.

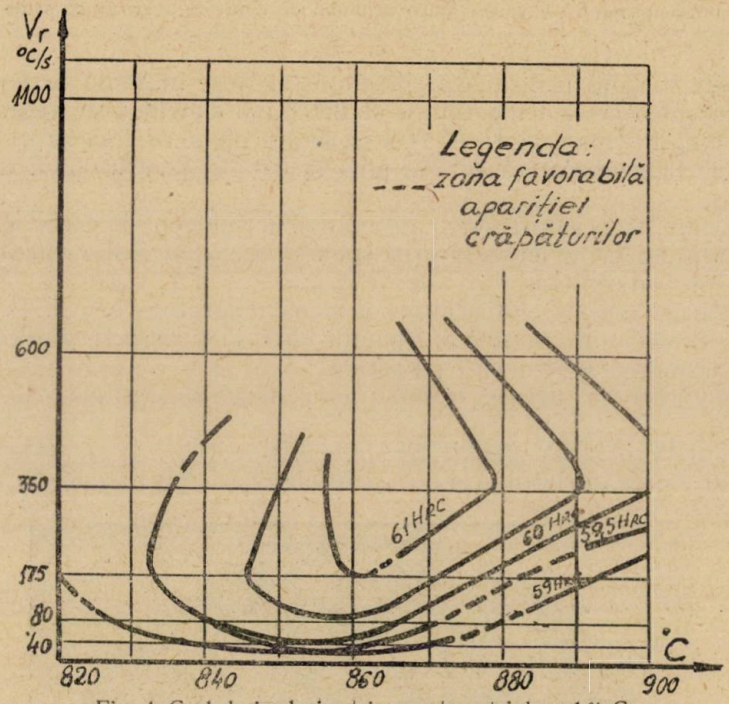


Fig. 4. Curbele izodurimetrice pentru oțelul cu 1 % C.

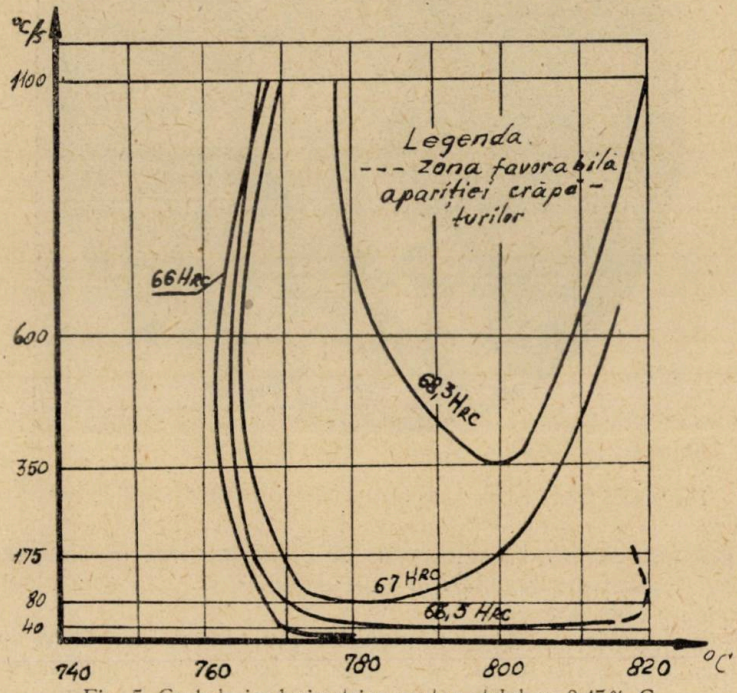


Fig. 5. Curbele izodurimetrice pentru oțelul cu 0,45 % C.

Se știe că soluția 10% NaCl este un mediu de răcire mai energic decît apa. Duritatea maximă s-a obținut la răcirea în acest mediu, la 20 °C, deci la o răcire cu viteza de cca 1 100 °C/S, avînd o valoare de 69,1 H_{Rc} la oțelul carbon de scule și de 63,6 H_{Rc} pentru oțelul de construcție cu 0,45% carbon [2].

Prin încălzirea mediilor, durităților scad la ambele oțeluri, atingînd valori minime la călirea în apă încălzită la 60 °C. Deși viteza de răcire este mai mică și duritatea scade, totuși în mediile fierbinți apariția crăpăturilor este mai frecventă.

CONCLUZII

1. Încălzirea apei și a soluțiilor apoase mărește tendința de formare a crăpăturilor. În același sens acționează și o temperatură de călire mai ridicată.

Soluțiile apoase de NaCl dau, la aceeași temperatură, o duritate mai uniformă și crăpături mai puține decît apa.

2. Curbele de egală duritate permit stabilirea regimului optim de călire pentru obținerea unei anumite durități, evitînd în același timp apariția crăpăturilor.

3. În cazul călirii unui lot de piese mărunte nu este indicat a se efectua călirea simultană la un număr prea mare de piese, deoarece ultimele care cad în mediul de răcire vin în contact cu o regiune a băii avînd temperatura ridicată și există pericolul apariției crăpăturilor.

BIBLIOGRAFIE

1. A. I. Samohoțki și I. N. Languțov, *Tehnologia Tratamentelor Termice* (traducere din l. Rusă), Comitetul de Stat pentru Tehnic I.D.T. București 1953, p. 46—49.
2. I. E. Contorovici, *Tratamentul termic al oțelului și fontei* (traducere din l. Rusă), Ed. Tehnică București, 1953, p. 123—124.
3. A. P. Guliaev, *Metalurgie Fizică* (traducere din l. Rusă) Ed. Tehnică București, 1954, p. 245—246.
4. G. Vîșcovski, Vlianie temperaturî vodî i vodnîh rastorov na obrazovanie treșcin pri zakalke, Metalovedenie i termiceskaia obrabotka metallov Nr. 2, 1960, p. 33—37.
5. Colecția STAS-uri, *Fonte și oțeluri*, Ed. Tehnică 1959. Ed. III-a București.
6. A. P. Guleaev, *Termiceskaia obrabotka stali*, Ed. II-a Moscova 1961, p. 336.

ВЛИЯНИЕ ПРИРОДЫ И ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СВОЙСТВА И ПОЯВЛЕНИЕ ТРЕЩИН В ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ СТАЛЯХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается влияние природы и температуры охлаждающей среды на свойства и появление трещин в сталях с 0,45% углерода и инструментальных сталях с 1% углерода.

Охлаждающая среда : вода и раствор 10% NaCl, нагреваемые тремя ступенями в 20° начиная от 20 °C.

Заметно стремление к трещинообразованию при нагретых средах, причем чаще для воды без примесей.

По полученным результатам были начерчены изодюрометрические кривые, позволяющие найти самый подходящий термический режим.

INFLUENCE DE LA NATURE DE LA TEMPÉRATURE DU MILIEU DE REFROIDISSEMENT SUR LES PROPRIÉTÉS ET L'APPARITION DES FISSURATIONS AUX ACIERS INDIGÈNES POUR LES OUTILS ET LES CONSTRUCTIONS

(RÉSUMÉ)

On étudie l'influence de la nature et de la température du milieu de refroidisement sur les propriétés et l'apparition des fissures dans un acier contenant à pau près 0,45% C et un acier à outils avec 1% C.

Comme milieu de refroidissement on a choisi l'eau et une solution à 10% NaCl qu'on a chauffées en étapes de 20 °C, en partant de 20 °C.

On observ la tendance de fissuration dans les milieux chauffés ainsi que plus fréquemment dans l'eau simple.

Avec les résultats obtenus on a tracé les courbes isodurimétriques qui permettent de choisir le traitement thermique le plus convenable.

INFLUENȚA TEMPERATURII ȘI DURATEI DE MENȚINERE LA ÎNCĂLZIRE ASUPRA PROPRIETĂȚILOR OȚELULUI RAPID RW 180

DE

GH. CRISTODORESCU, I. CARȚIȘ, I. VEGA

În secțiile prelucrătoare din uzină, cea mai mare parte din sculele aşchietoare, sînt executate din oțeluri rapide, datorită proprietăților superioare pe care acestea le obțin în urma unui tratament termic optim.

Deoarece nu întotdeauna se reușește a se aplica tratamentul termic cel mai corespunzător, sculele din oțel rapid nu vor avea durabilitatea satisfăcătoare, în care caz se semnalează atît risipă de material cît și de timp pentru reascuțirea lor. Problema prezintă deci interes din punct de vedere economic.

Procesele ce au loc în cazul tratamentului termic al oțelurilor rapide sînt deja cunoscute și general valabile pentru întreaga familie a acestor oțeluri.

În lucrarea de față se face un studiu al influenței duratei de menținere la încălzire asupra proprietăților oțelului rapid de marcă romînească RW 180, STAS 3611-58 [4]. Compoziția chimică a acestui oțel este :

0,7—0,85% C	max 0,3% Mn	1—1,4% V
0% Ni	17,5—19% W	3,8—4,6% Cr
0% O	max 0,3% Si	max 0,6% Mo

S-a lucrat cu probe din bară de secțiune patrată 15×15×10.

Microstructura inițială este prezentată în fig. 1, la care se observă carburi uniform dispersate pe fondul sorbitic. Pentru a cuprinde un cîmp cît mai mare a soluțiilor posibile de tratament termic s-a luat drept temperaturi de încălzire la călire 1 260, 1 280 și 1 300 °C.

După o prealabilă preîncălzire la 550—600 °C și 800—850 °C s-a realizat încălzirea pentru călire la cele trei temperaturi pentru mai multe durate de menținere începînd de la 20 secunde, la 30, 40, 60, 80, 120, 160, 200, 300 și 600 secunde [3].

Preîncălzirea s-a făcut într-un cuptor electric cu rezistență timp de 20 respectiv 10 minute. De aici probele au fost trecute într-un cuptor tubular cu bare de silită de marcă VEB(K)ELECTRO Abt. Industrie — OFENBAU — Tip R5 din 1960, cu reglare automată a temperaturii la ±5 °C.

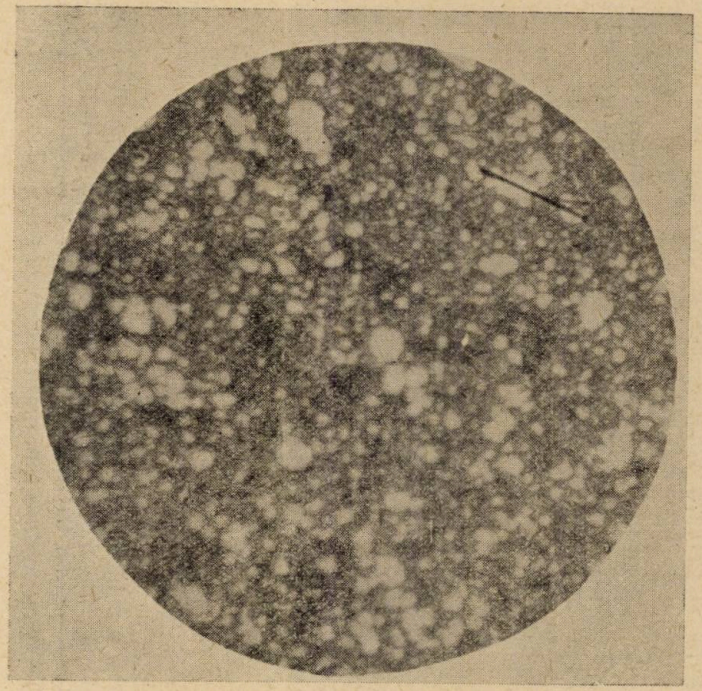


Fig. 1. Microstructura inițială.

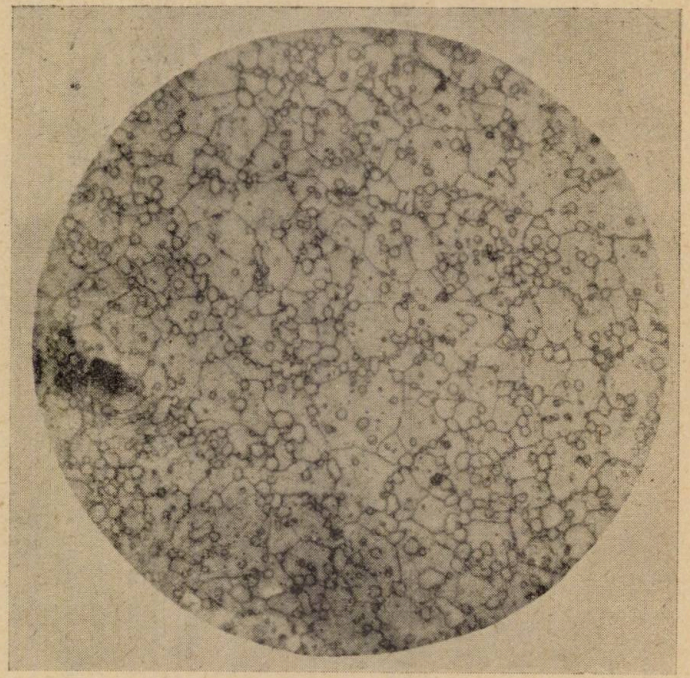


Fig. 2. Structura după călire la 1 280 °C, menținere 160 sec.

Controlul temperaturii s-a făcut cu un termocuplu din Pt—Rh—Pt. Menținerea în cuptor a fost marcată cu cronometrul.

După scurgerea duratei de menținere probele au căzut din cuptor direct în baia de ulei pentru răcire.

Structura după călirea la 1 280 °C, este reprezentată în fig. 2, pentru durata de menținere de 160 sec.

Variațiile durității pentru cele trei temperaturi în funcție de durata de menținere, sînt date în fig. 3. Se observă de aici că, cea mai mare duritate după călire, se obține pentru încălzirea la 1 280 °C cînd pentru 160 secunde, atinge duritatea de 66,4 H_{Rc} [1].

La un interval scurt după călire pentru a nu da posibilitatea să se stabilizeze austenita reziduală, piesele au fost introduse în cuptorul special pentru revenire. Acesta este un cuptor electric cu circulație forțată de aer, pentru uniformizarea temperaturii. Revenirea s-a efectuat la două temperaturi la 560 și 580 °C. Durata de menținere la revenire a fost de 3 ore. Controlul temperaturii s-a făcut cu un termocuplu Fe—Fe—CO [1] și [2].

Răcirea după revenire s-a făcut în aer liniștit la 20 °C.

Microstructura după revenire e dată de fig. 4.

Variațiile durității după revenire, la 560—580 °C, pentru cele trei temperaturi de călire sînt redate în fig. 5 și 6.

După cum se vede, cu cît temperatura la călire este mai ridicată cu atît este mai mare duritatea după revenire (în ambele cazuri pentru călirea la 1 300 °C, se obține duritatea maximă).

Totodată se observă după studierea curbelor de duritate după călire și a celor după revenire: maximul durității după revenire, nu corespunde cu cel după călire și că duritatea maximă după revenire este deplasată spre dreapta — menținere mai mari — față de cea obținută după călire.

Acest lucru se explică în felul următor: la menținere mai mari, după dizolvarea carburilor în soluția solidă austenitică are loc procesul de omogenizare a acesteia. La răcire însă va rămîne o cantitate mai mare de austenită reziduală, care în urma încălzirii de revenire va separa carburi, sărăcindu-se în carbon și elemente de aliere. La răcirea în timpul revenirii cantitatea de austenită reziduală ce se transformă în martensită este mai mare decît la menținere mai scurte, de aici și duritate mai mare după revenire, pentru menținerile mai mari.

CONCLUZII

1. Cu cît temperatura de încălzire la călire e mai ridicată de la o anumită durată de menținere, duritatea scade. Aceasta din cauza procentului mare de austenită reziduală și a coborîrii punctului martensitic.

2. După revenire duritatea e mai mare pentru temperaturi de încălzire la călire mari, deoarece în urma încălzirii la revenire, se separă faze secundare care micșorează conținutul în carbon și elemente de aliere a austenitei reziduale. Aceasta face ca duritatea să crească.

3. De la o anumită durată de menținere la încălzirea pentru călire, se observă că nu mai apar variații ale durității după revenire. Aceasta ne permite deci a determina timpul optim de încălzire.

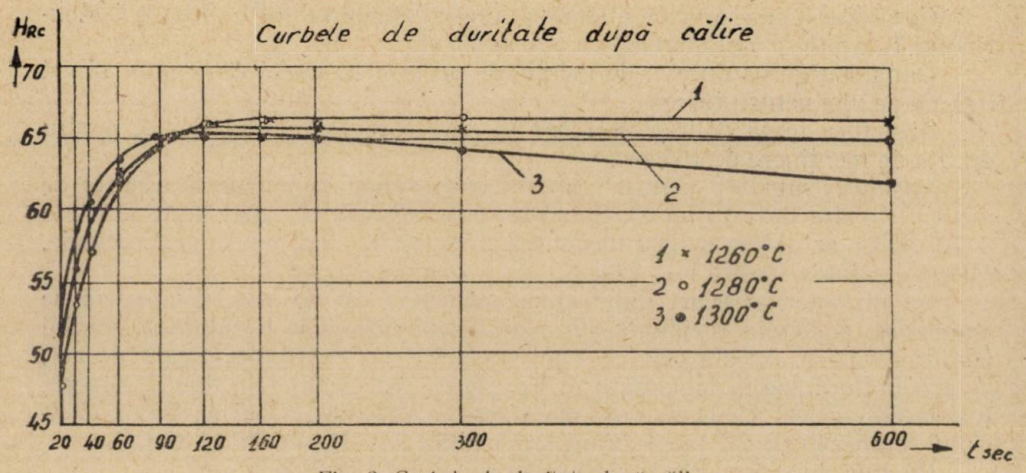


Fig. 3. Curbele de duritate după călire.

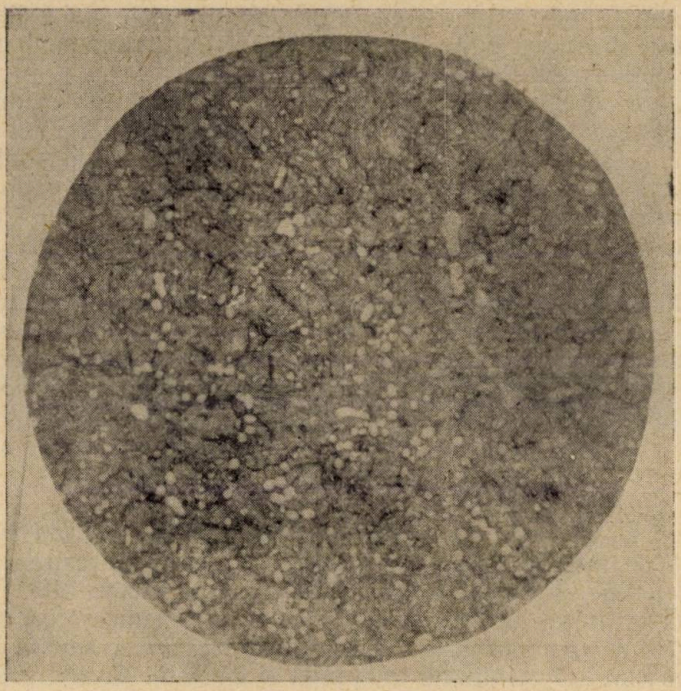


Fig. 4. Microstructura după revenire la 560 °C.

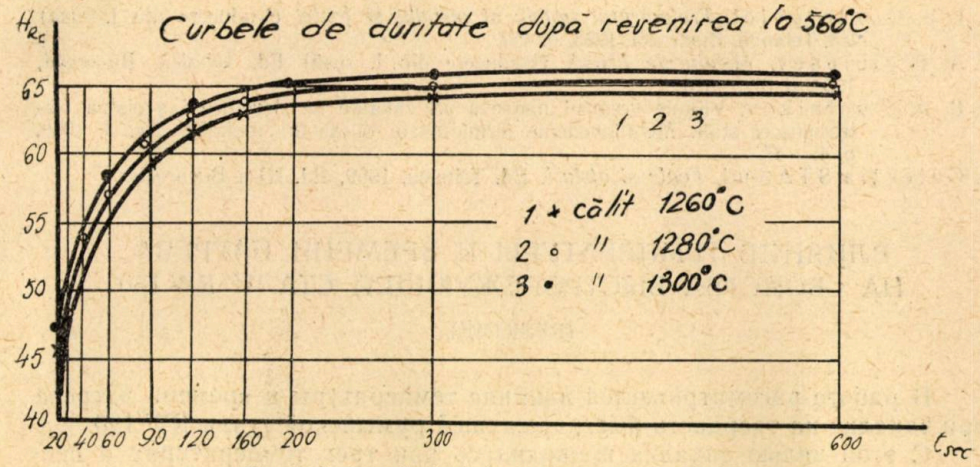


Fig. 5. Curbele de duritate după revenire la 560 °C.

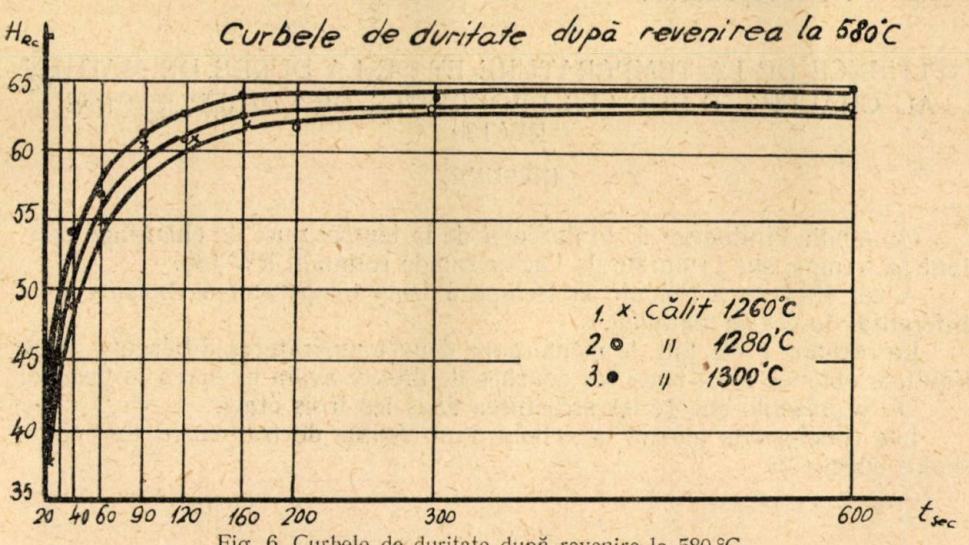


Fig. 6. Curbele de duritate după revenire la 580 °C.

BIBLIOGRAFIE

1. I. E. Contorovici, *Tratamentul termic al oţelului şi fontei* (traducere din l. rusă) Ed. Tehnică, Bucureşti. 1953, p. 452.
2. A. P. Guleaev, *Metalurgie Fizică.* (traducere din l. rusă) Ed. Tehnică, Bucureşti, 1954, p. 372—373.
3. E. A. Smolnikov, Vlianie vremeni nagreva pri zakalke ne structuru i svoistva bîstrorejuşcei stali. Metallovedenie iermiceskaia obrabotka metallov Nr. 3, 1960, p. 41—47.
4. Colecţia STAS-uri, *Fonte şi oţeluri.* Ed. Tehnică, 1959, Ed. III-a Bucureşti.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВРЕМЕНИ НАГРЕВА НА СВОЙСТВА БЫСТРОРЕЖУЮЩЕЙ СТАЛИ RW 180

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается влияние температуры и времени нагрева при закалке на твердость быстрорежущей румынской стали RW 180.

С этой целью закалка проводилась при трех температурах и нескольких выдержках. На основе полученных результатов были составлены графики твердости после закалки и после отпуска. Даются также строения при трех состояниях.

В заключение делается вывод, из которого явствует выбор оптимальной термообработки.

INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE ET DE LA DURÉE DE MAITIEN AU CHAUFFAGE SUR LES PROPRIÉTÉS DE L'ACIER RAPIDE RW 180

(RÉSUMÉ)

On étudie l'influence de la durée et de la température de chauffage pendant la trempe, sur la dureté de l'acier rapide roumain RW 180.

A cet effet on a exécuté la trempe à trois températures choisies pour différentes durées de maintien.

Le revenue a été fait de même pour deux températures différentes. Des résultats obtenus on a tracé les courbes de dureté avant et après la trempe.

On y présente encore les strustures dans les trois états.

Les conclusions mènent au choix d'un régime de traitement thermique le plus adéquate.

O NOUĂ METODĂ DE REZOLVARE A PROBLEMEI INVERSE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI

DE

A. DREUCEANU

După cum se știe, în cadrul lanțurilor de dimensiuni, problemele ce se pun, se pot împărți în două categorii :

a) Problema directă, cînd se dau dimensiunile elementelor componente $L_1, L_2, \ldots L_n$, precum și toleranțele acestora $T_1, T_2, \ldots T_n$ și se cere să determinăm dimensiunea și toleranța elementului de închidere L_0 și T_0.

b) Problema inversă, cînd se cunosc dimensiunile tuturor elementelor $L_0, L_1, L_2 \ldots L_n$ și toleranța elementului de închidere T_0 și se cere să stabilim toleranțele elementelor componente $T_1, T_2, \ldots T_n$.

La rezolvarea problemei directe, nu se întîmpină dificultăți, avînd două necunoscute, T_0 și L_0 și două ecuații distincte (1) și (2) care permit determinarea lor.

$$L_0 = L_1 + L_2 + \ldots + L_j - L_{(j+1)} \ldots - L_n = \sum_{1}^{j} L_k - \sum_{j+1}^{n} L_k \qquad (1)$$

$$T_0 = T_1 + T_2 + \ldots T_n = \sum_{1}^{n} T_k . \qquad (2)$$

În relația (1) am presupus pentru simplificare, elementele notate cu indicile $1—j$ măritoare, iar cele notate cu $(j+1)—n$ reducătoare.

La rezolvarea problemei inverse se întîmpină însă dificultăți, întrucît în acest caz avem de fapt de rezolvat o problemă nedeterminată, avînd o singură relație de legătură, (2) și n necunoscute $(T_1, T_2, \ldots T_n)$.

În literatura de specialitate sînt indicate pentru rezolvarea acestei probleme trei metode.

a) Se adoptă toleranțele elementelor componente de către proiectant, căutînd prin încercări să fie satisfăcută relația fundamentală (2).

b) După a doua metodă se stabilește o toleranță medie

$$T_m = \frac{T_0}{n}$$

n fiind numărul elementelor componente și se modifică valoarea obținută în plus sau minus, ținînd cont de dimensiuni și dificultățile de execuție a diferitelor dimensiuni, astfel încît să fie satisfăcută relația fundamentală (2). Problema se rezolvă de fapt și în acest caz prin încercări.

c) A treia metodă permite rezolvarea problemei în ipoteza, că toate elementele lanțului se execută în aceeași clasă de precizie.

În această ipoteză, plecînd de la relația fundamentală (2) se înlocuiesc toleranțele elementelor componente în funcție de numărul unităților de toleranță a și de unitatea de toleranță i, conform relației cunoscute.

$$T_k = a_k i_k . \tag{3}$$

Se obține :

$$T_0 = \sum_1^n T_k = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \ \dots \ a_n i_n \tag{2'}$$

admițînd aceeași clasă de precizie deci $a_1 = a_2 \dots a_n = \text{cons.} = a$, relația fundamentală (2) se poate scrie sub forma (2″)

$$T_0 = a(i_1 + i_2 + \dots i_n). \tag{2''}$$

Valorile unităților de toleranță se pot determina din expresiile cunoscute

$$i_1 = 0{,}5\sqrt[3]{L_{1m}}; \quad i_2 = 0{,}5\sqrt[3]{L_{2m}} \dots i_n = 0{,}5\sqrt[3]{L_{nm}} . \tag{3}$$

L_{1m}, $L_{2m} \dots L_{nm}$, fiind valorile medii ale intervalelor de dimensiuni standardizate, în care se cuprinde dimensiunea respectivă.

Astfel, membrul stîng al relației (2″), fiind cunoscut prin enunț și paranteza putîndu-se determina ușor, rezultă valoarea lui a_{nec}.

$$a_{nec} = \frac{T_0}{i_1 + i_2 + \dots i_n} \tag{4}$$

adică numărul unităților de toleranță necesar.

Comparînd acest număr cu valoarea cea mai apropiată standardizată a_{ef}, se stabilește clasa de precizie în care vor trebui prelucrate piesele și din tabelele de toleranță, se citesc toleranțe corespunzătoare fiecărei dimensiuni, respectiv $T_1, T_2 \dots T_n$.

Deoarece în general $a_{ef} \neq a_{nec}$, relația fundamentală $T_0 = \sum_1^n T_k$ nu va fi satisfăcută, este necesar să modificăm toleranța unui sau mai multor elemente, astfel încît relația fundamentală să fie satisfăcută. În general, dacă $T_0 > \sum_1^n T_k$, se mărește toleranța la unul sau mai multe elemente care se prelucrează mai greu, iar dacă $T_0 < \sum_1^n T_k$ se micșorează toleranța elementului (elementelor), care se prelucrează mai ușor.

Dintr-o analiză foarte sumară a metodelor descrise, rezultă că nici una din ele nu permite rezolvarea problemei în mod științific.

În primele două cazuri, problema se rezolvă printr-o serie de încercări, în mod cu totul subiectiv, fără a ține cont de mărimea diferitelor elemente etc.

Dezavantajele ultimei metode sînt evidente, ea presupunînd că toate elementele lanțului se prelucrează în aceeași clasă de precizie, fapt ce nu corespunde condițiilor din practică, decît în cazuri cu totul particulare, în general condițiile de bună funcționare a pieselor (ansamblului) și posibilitățile de execuție impunînd diferite clase de precizie pentru diferite elemente.

Pentru eliminarea inconvenientelor metodelor descrise mai sus, propunem aplicarea următoarei metode de calcul :

Scriem relația fundamentală (2) sub forma (2′)

$$T_0 = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \ldots + a_n i_n$$

$a_1, a_2 \ldots a_n$ fiind după cum rezultă din cele amintite mai sus numărul unităților de toleranță, corespunzătoare clasei de precizie în care se prelucrează elementul respectiv.

Dacă alegem o anumită clasă de precizie, — de exemplu aceea corespunzătoare elementului L_1 — drept etalon (fundamentală) și exprimăm numărul unităților de toleranță pentru celelalte elemente în funcție de clasa de precizie etalon, relația (2′) se va putea scrie sub forma :

$$\begin{aligned} T_0 &= a_1 i_1 + C_2 a_1 i_2 + \ldots + C_n a_1 i_n \\ T_0 &= a_1 (i_1 + C_2 i_2 + \ldots + C_n i_n) \end{aligned} \tag{5}$$

unde coeficienții de corecție $C_2 \ldots C_n$ reprezintă raportul dintre numărul unităților de toleranță pentru elementul considerat și elementul etalon, adică :

$$C_1 = \frac{a_1}{a_1} = 1 ; \quad C_2 = \frac{a_2}{a_1} ; \quad C_3 = \frac{a_3}{a_1} \ldots C_n = \frac{a_n}{a_1} . \tag{6}$$

Valorile acestor coeficienți de corecție se pot determina ușor. Într-adevăr, dacă ținem cont de faptul că numărul unităților de toleranță formează aproximativ o progresie geometrică, cu rația $q \cong 1{,}8$, coeficienții de corecție vor fi de forma

$$C_k = q^{m_k} \tag{7}$$

exponentul m_k reprezentînd diferența dintre clasa de precizie a elementului considerat și aceea a elementului admis drept etalon.

Astfel, de exemplu, dacă admitem pentru elementul etalon clasa doua de precizie, pentru un element oarecare k clasa 4 și pentru elementul $k+1$ clasa 1 de precizie, coeficienții respectivi de corecție vor fi :

$$C_k = q^{4-2} = q^2 = 1{,}6^2 ; \quad C_{k+1} = q^{1-2} = q^{-1} = \frac{1}{1{,}8} .$$

Coeficienții de corecție se determină deci, admițînd pentru fiecare element clasa de precizie corespunzătoare, în funcție de condițiile de bună funcționare (de rolul funcțional) și de posibilitățile de execuție.

De fapt nu este necesar să precizăm pentru fiecare element clasa de precizie pe care o admitem ci se poate alege direct exponentul m_k, ținînd cont

de criteriile de bună funcționare și posibilitățile de execuție a elementelor considerate în comparație cu elementul etalon.

După determinarea valorilor coeficienților de corecție C_k, problema se reduce de fapt la cazul (c) de rezolvare cunoscut, respectiv se determină în continuare valorile unităților de toleranță din $i_k = 0{,}5\sqrt[3]{L_{km}}$ și apoi numărul unităților de toleranță pentru clasa de precizie fundamentală (etalon) din:

$$a_{1\,nec} = \frac{T_0}{i_1 + C_2 i_2 + \ldots C_n i_n}. \tag{8}$$

În funcție de această valoare se stabilește numaidecît clasa de precizie corespunzătoare pentru elementul etalon și în funcție de această clasă și valorile lui (m_k), clasele de precizie în care vor trebui executate celelalte elemente. Din tabelele de toleranțe se citesc apoi toleranțele pentru fiecare element al lanțului.

Întrucît $a_{1\,nec}$, adică numărul unităților de toleranță necesar (rezultat din calcul) pentru elementul etalon diferă în general de valorile standardizate pe de o parte, iar pe de altă parte numărul unităților de toleranță nu formează exact o progresie geometrică cu rația constantă de 1,8, ci variază între 1,6—2, relația fundamentală (2) nu va fi satisfăcută.

Pentru satisfacerea ei se vor corecta valorile toleranței la unul sau mai multe elemente ale lanțului, ținînd cont de posibilitățile de execuție, după cum s-a indicat mai sus, la cazul (c) de rezolvare.

Pentru ușurința calculelor se dau tabelele (1) și (2), care permit citirea imediată a valorilor lui i_k și a produsului $c_k i_k$ în funcție de mărimea elementului considerat L_k și respectiv al exponentului m_k.

După determinarea toleranțelor fiecărui element, se stabilesc și abaterile prin metodele cunoscute.

În cele de mai sus am aplicat metoda de calcul la limită (metoda teoretică). În mod analog se poate aplica metoda propusă în cazul cînd se iau în considerare legile din calculul probabilităților (metoda practică de calcul).

În concluzie, metoda de calcul propusă, înlătură deficiențele remarcate la metodele de calcul existente, permițînd soluționarea problemei inverse a lanțului de dimensiuni, în funcție de condițiile de exploatare, respectiv, ținînd cont de precizia necesară pentru fiecare element în parte, de posibilitățile de execuție a elementelor respective și de dimensiunile acestora.

Metoda propusă este relativ simplă și nu necesită un volum de muncă prea mare.

APLICAȚII

Pentru exemplificarea modului de lucru, în cele ce urmează vom rezolva o problemă prin metoda propusă.

Să considerăm cazul ansamblului din fig. 1, care în literatură [1] este rezolvat prin metodele de calcul descrise în partea introductivă.

Tabela 1

Valorile lui i_k în funcție de L_k

L_k	1—3	3—6	6—10	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120	120—180	180—260	260—360	360—500
i_k	0,63	0,83	1,0	1,21	1,41	1,71	2,01	2,32	2,66	3,02	3,38	3,78

Tabela 2

Valorile produsului $c_k i_k = q^m \cdot i_k$

m \ i_k	0,63	0,83	1,0	1,21	1,41	1,71	2,01	2,32	2,66	3,02	3,38	3,78
1	1,130	1,500	1,800	2,180	2,540	3,080	3,620	4,180	4,800	5,430	6,100	6,800
3	2,050	2,700	3,250	3,930	4,580	5,560	6,550	7,550	8,650	9,820	11,000	12,400
3	3,690	4,860	5,850	7,080	8,250	10,000	11,750	13,550	15,550	17,650	19,800	22,100
4	6,680	8,800	10,600	12,850	14,950	18,100	21,300	24,600	28,200	32,000	35,800	40,000
5	11,950	15,800	19,000	23,000	26,800	32,500	39,000	44,200	50,600	57,400	64,200	71,800
6	21,500	28,400	34,200	41,400	48,250	58,500	68,750	78,500	91,000	103,200	115,500	129,000
−1	0,356	0,470	0,566	0,685	0,797	0,966	1,135	1,310	1,505	1,708	1,910	2,190
−2	0,194	0,256	0,308	0,373	0,435	0,526	0,620	0,715	0,820	0,930	1,040	1,165
−3	0,108	0,142	0,171	0,207	0,249	0,293	0,344	0,397	0,455	0,517	0,578	0,647
−4	0,058	0,078	0,094	0,114	0,133	0,161	0,189	0,218	0,250	0,284	0,318	0,356
−5	0,033	0,054	0,053	0,064	0,075	0,091	0,107	0,123	0,141	0,160	0,179	0,200
−6	0,019	0,024	0,029	0,036	0,041	0,050	0,059	0,068	0,078	0,089	0,099	0,111

Se cere să se calculeze toleranțele elementelor componente ale lanțului, în așa fel încît jocul L_0 să fie cuprins între limitele $L_0 = 1 \sim 1{,}75$ mm, pentru a preveni griparea sau deplasările inadmisibile.

Formînd lanțul de dimensiuni cum se vede în fig. 1*b*, din tabela 1, rezultă următoarele valori pentru unitățile de toleranță i_k în funcție de mărimea elementelor L_k; $i_1 = 2{,}66$; $i_2 = i_5 = 0{,}83$; $i_3 = 2{,}32$; $i_4 = 1{,}71$.

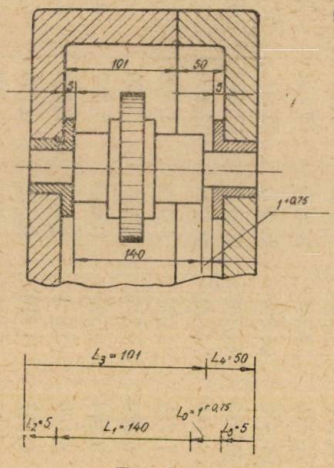


Fig. 1.

Pentru stabilirea mai ușoară a exponentului (m_k) admitem pentru fiecare element clasa de precizie cea mai potrivită ținînd cont de condițiile tehnico-economice.

Am admis astfel :

Pentru L_1 clasa 4

Pentru L_2 și L_5 clasa 6

Pentru L_3 și L_4 clasa 5

Admițînd clasele de precizie în care se prelucrează elementele L_3 și L_4 (cl. 5) drept clasă de precizie fundamentală, rezultă $m_1 = -1$, $m_2 = m_5 = 1$; $m_3 = m_4 = 0$.

În funcție de aceste valori și de i_k din tabela 2 se pot citi direct produsele : $c_k i_k = q^{m_k} \cdot i_k$; $c_1 i_1 = 1{,}50$; $c_2 i_2 = c_5 i_5 = 1{,}5$; $c_3 i_3 = 2{,}32$; $c_4 i_4 = 1{,}71$.

Introducînd aceste valori în relația (8) avem :

$$a_{(3\,;\,5)\,nec} = \frac{T_0}{c_1 i_1 + c_2 i_2 + \ldots + c_n i_n} = \frac{750}{1{,}5 + 2 \cdot 1{,}5 + 2{,}32 + 1{,}71} = \frac{750}{8{,}53} =$$

$$= 88 \text{. U.T. (unități de toleranță).}$$

Acest număr este apropiat de numărul unităților de toleranță standardizat pentru clasa 6 de precizie la care avem 90 U. T.

Prin urmare ținînd cont de valorile admise inițial pentru (m_k) rezultă că elementele lanțului vor trebui prelucrate de fapt în următoarele clase de precizie : L_1 în cl. 5 ; L_2 și L_5 în cl. 7 ; L_3 și L_4 în cl. 6.

Din tabelele de toleranțe se citesc apoi toleranțele fiecărui element : $T_1 = 160$; $T_2 = T_5 = 160$; $T_3 = 230$; $T_4 = 170$.

Făcînd verificarea cu ajutorul relației (2) obținem $T_{0\,ef} = \sum_1^5 T_k = 160 + 160 + 230 + 170 + 160 = 880\ \mu > T_0 = 750\ \mu$.

Pentru ca relația (2) să fie satisfăcută micșorăm toleranțele elementului (2) și (5) (care se pot executa mai ușor) cu diferența $T_{0\,ef} - T_0 = 880 - 750 = 130\ \mu$, respectiv cu cîte $65\ \mu$ la fiecare element și vom avea toleranțele efective ale elementelor egale cu : $T_1 = 160\ \mu$; $T_2 = T_5 = 95\ \mu$; $T_3 = 230\ \mu$; $T_4 = 170\ \mu$.

În [1] pag. 660—661 la rezolvarea aceleiași probleme prin metoda II s-au admis valorile $T_1 = 100\ \mu$; $T_2 = T_5 = 50\ \mu$; $T_3 = 300\ \mu$; $T_4 = 250\ \mu$, iar prin rezolvarea după metoda III $T_1 = 190\ \mu$; $T_2 = T_5 = 80\ \mu$; $T_3 = 230\ \mu$; $T_4 = 170\ \mu$.

Comparînd rezultatele obținute prin metoda propusă cu cele date în literatură se observă că ele sînt apropiate, (în unele cazuri suprapunîndu-se chiar) de acelea care au rezultat prin calculul după metoda c), existînd diferențe relativ mari față de cele admise după metoda b).

Apropierea rezultatelor de cele obținute prin metoda c) se explică prin aceea că datorită specificului problemei rezolvate, avem diferențe minime între clasele de precizie economice ale diferitelor elemente ale lanțului pe de o parte, iar pe de altă parte prin corecțiile ce trebuiesc făcute în mod obligator la ambele metode, pentru a satisface relația $T_0=\sum_1^g T_k$ rezultatele se apropie și mai mult.

Evident, în cazul unui lanț de dimensiuni cu elemente ce trebuiesc prelucrate în clase de precizie mult diferite unele de altele, metoda propusă dă rezultatele cele mai bune.

BIBLIOGRAFIE

1. G. A. Aparin și I. E. Gorodețki, *Toleranțe și măsurători tehnice*, Ed. Tehnică, București 1956.
2. A. F. Lesohin, *Toleranțe și măsurători tehnice* vol. I., Moscova 1951.
3. P. F. Dunaev, *Lanțuri de dimensiuni*, Ed. Tehnică 1958.
4. V. V. Ivanov, *Practica rașceta razmernih țepii v mașinostroenii*, Masgiz 1960.

НОВЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ РАЗМЕРНЫХ ЦЕЛЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Как известно, при решении обратной задачи, т. е. будучи даны составные элементы цепи и допуск замка T_0, требуется определить допуски составляющих элементов T_1, T_2, ... T_n, появляются трудности связанные с тем, что задача содержит одно уравнение $T_0=T_1+T_2 \ldots T_n=T_k$ и n неизвестных T_1, T_2, ... T_n — число составляющих звеньев цепи.

Применяющиеся до сих пор методы решения являются произвольными.

В настоящей работе предлагается новый метод, свободный от недостатков, позволяющий решение задачи имея в виду условия правильной работы (функциональная роль), возможности разработки и размеры каждого звена.

NOUVELLE MÉTHODE POUR RÉSOUDRE LE PROBLÈME INVERSE POUR LES CHAINES DE DIMENSIONS

(RÉSUMÉ)

Pour résoudre le problème inverse des chaînes de dimensions (dous le cas où l'on connaît les dimensions des éléments composants de la chaîne et la tolérance de l'élément de fermeture (T_0) et qu'on demande de déterminer

les tolérances des éléments composants T_1, $T_2 \ldots T_n$, on rencontre des difficultés.

Ces difficultés proviennent du fait que le problème qui se pose est nondéterminé, ayant une seule equation.

$T_0=T_1+T_2 \ldots T_n=T_k$ et (n) inconnues $T_1, T_2, \ldots T_n$, n étant le nombre des éléments composants de la chaîne.

Les méthodes de résolution connues et appliquées jusqu'à l'heure actuelle sont en grande partie arbitraires de calcul. A l'aide de ces méthode on résout le problème par des essais ou en admettant la même classe de précision pour tous les éléments de la chaîne de dimensions.

Cette hypothèse simplificatrice ne correspond pas généralement aux conditions de la pratique.

On propose une méthode de calcul qui rejette les déficiences des méthodes existentes, permettant la résolutions de problème en tenant compte des conditions d'un bon fonctionnement (le rôle fonctionnel), des posibilités d'exécution (l'usinage) et des dimensions de chaque élément de la chaîne.

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE CU PRIVIRE LA ÎNLOCUIREA ALIAJELOR PENTRU PISTOANELE MOTOARELOR CU COMBUSTIE INTERNĂ

DE

DREUCEANU A., BAGIU L., SPOREA I., SIMION L. și FORMINTE TR.

Pistoanele motoarelor cu ardere internă, trebuie să îndeplinească în timpul exploatării mai multe funcțiuni : să participe la transformarea energiei termice în energie mecanică, să evacueze o parte din căldura produsă în cilindru, să etanșeze cît mai bine spațiul de lucru etc. În acest caz materialele din care se confecționează pistoanele trebuie să satisfacă la rîndul lor mai multe condiții : să aibă suficientă rezistență mecanică, rezistență la oboseală, rezistență la uzură, rezistență la coroziune, atît în stare rece cît și în stare caldă, respectiv la temperatura de regim a motorului. De asemenea să aibă greutate specifică mică, conductibilitate termică cît mai mare, calități bune de frecare, coeficient de dilatare termică lineară cît mai apropiat de cel al materialului cilindrului, să fie ușor de turnat și prelucrat prin așchiere, permițînd astfel obținerea unei calități superioare a suprafeței. În afară de condițiile enumerate, aliajele folosite pentru turnarea pistoanelor trebuie să fie ieftine.

Aceste condiții sînt îndeplinite în mare măsură de aliajele de aluminiu, care se utilizează pe scară largă la fabricarea pistoanelor, ele avînd în special conductibilitate termică ridicată și greutate specifică mică.

Proprietățile mecanice și fizice enumerate pot fi influențate prin introducerea elementelor de aliere, prin modificarea aliajului și prin tratament termic.

Este de subliniat faptul că din gama largă de aliaje de aluminiu pentru pistoane, folosite în practica mondială și menționată în literatura de specialitate din U.R.S.S., la noi în țară nu se folosesc pe scară largă și nici nu sînt încă standardizare decît un număr redus din ele. Industria noastră [1] în plină dezvoltare, produce aliaje de pistoane în scopul obținerii celor mai corespunzătoare proprietăți.

În lucrarea de față ne propunem că contribuim într-o măsură oarecare la rezolvarea acestei importante probleme. Ca prim pas, am luat în studiu înlocuirea aliajului „Y" pentru pistoanele care se toarnă la U.M.T.

Mai jos se vor da rezultatele studiului în căutarea aliajelor de aluminiu pentru pistoane, care să aibe complexul de caracteristici mecanice mari, o plasticitate bună și proprietăți de turnare în cochilă mai bune ca aliajul „Y".

La alegerea raportului componentelor de bază în aliaje s-a ținut cont de următoarele fenomene cunoscute: Componentele aliajelor formează fie soluție solidă pe baza aluminiului, fie amestec mecanic, și astfel de faze durificatoare, care sînt capabile să asigure după îmbătrînire proprietăți mecanice înalte la temperatura mediului ambiant cît și la temperaturi ridicate. Aliajele trebuie să aibe un interval de cristalizare „efectiv" mic și plasticitate mare în starea lichid-solid, ca să aibe o rezistență înaltă împotriva fisurilor la cald (fisuri de cristalizare). Acestor cerințe le corespunde sistemul ternar aluminiu-siliciu-cupru, în care cuprul, formînd cu aluminiul soluție solidă și faza Al_2Cu trebuie să asigure o rezistență înaltă, iar siliciul să servească la îmbunătățirea proprietăților de turnare.

Cea mai mare [2] valoare a caracteristicilor mecanice σ_r și δ_{10} (σ_r = 26—36 kg/mm² și δ_{10} = 2—6%) o au aliajele cu 6—8% Si și 3—5% Cu. Pentru a-l face apt la turnarea pistoanelor acestui aliaj i se adaugă în plus cantități mici de Mg, Ni, Mn, putînd suferi tratament termic sau să obțină chiar fără tratament termic o duritate și rezistență mare datorită combinațiilor inter-metalice, care se formează: Mg_2Si; Al_2MgCu, care mărește rezistența la temperaturi, cît și combinația chimică AlCuSiFe.

În toate aliajele conținutul de fier nu trebuie să depășească 0,25—0,35% întrucît se micșorează atît rezistența la rupere cît și alungirea specifică.

În tabela 1 sînt redate compozițiile chimice a aliajului „Y" utilizat în prezent la U.M.T. cît și cele ale aliajelor elaborate și studiate de noi.

Tabela 1

	Si	Cu	Mn	Ni	Mg	Fe	P	Al
y	0,56	4,22	—	2,00	1,50	0,23	—	rest
Tip I	5,75	5,91	0,26	0,28	0,47	0,25	0,03	rest
Tip II	5,75	4,50	0,27	—	0,48	0,25	—	rest
Tip III	10,25	0,89	0,83	—	0,89	0,29	0,03	rest

Aliajele au fost elaborate în cadrul întreprinderii U.M.T. în cuptor cu flacără tip creuzet. La topirea elementelor și a prealiajelor au fost respectate prescripțiunile tehnice cunoscute în literatura de specialitate.

Epruvetele pentru determinarea caracteristicilor de rezistență la curgere, rezistență la rupere și a alungirii procentuale au fost turnate în cochilă de fontă a cărei temperatură a fost menținută în jur de 120—200 °C. Forma lor exterioară și dimensiunile au fost conform „normelor interne U.M.T." și au fost supuse încercărilor fără prelucrare mecanică, duritatea luîndu-se tot pe aceste probe.

Pentru studiul influenței tratamentului termic asupra proprietăților aliajelor comparate epruvetele au fost supuse următoarelor tratamente termice:

1. Călire și îmbătrînire artificială
2. Călire și îmbătrînire naturală
3. Fără tratament termic.

Călirea aliajului „Y" s-a făcut la 510±5 °C, iar pentru celelalte s-a făcut la 490±5 °C (aliaje care conțin și Si). Menținerea la temperatura de călire a fost aceeași pentru toate aliajele : 90 minute. Răcirea după călire s-a făcut în apă de 20—30 °C. În cazul probelor îmbătrînite artificial, temperatura de încălzire a fost pentru toate aliajele propuse 175±5 °C iar pentru aliajul „Y" 200 °C. Îmbătrînirea naturală s-a făcut la temperatura mediului ambiant, epruvetele fiind scoase după călire direct în atmosferă.

Durităților epruvetelor îmbătrînite natural, au fost obținute după 6 zile la aliajul „Y" și cele de tip I și II, respectiv după 5 zile la cele de tip III.

Tabela 2

Aliajul	Călit și îmbătrînit artificial				Călit și revenit natural				Netratate			
	σ_{02} kgf/mm²	σ_r kgf/mm²	δ_{10} %	HB kgf/mm²	σ_{02} kgf/mm²	σ_r kgf/mm²	δ_{10} %	HB kgf/mm²	σ_{02} kgf/mm²	σ_r kgf/mm²	δ_{10} %	HB kgf/mm²
y	15,80	19,16	0,50	122	14,74	16,85	0,40	115	12,01	13,8	0,42	110
Studiat I	17,06	20,52	0,50	130	15,87	17,02	0,40	130	17,35	17,35	0,70	110
Studiat II	17,05	30,75	1,10	122	16,85	20,5	1,00	120	12,90	20,69	1,30	100
Studiat III	17,35	29,42	0,43	144	16,30	25,25	0,67	118	11,53	18,36	0,76	93

Aceleași valori sînt reprezentate procentual în diagramele din fig. 2, în care am considerat pentru comparație proprietățile aliajului „Y" drept 100%.

Atît din tabela 2, cît și din fig. 1, *a*, *b*, *c*, se observă că datele comparative între aliajul „Y" și cele trei tipuri de aliaje studiate indică deosebiri calitative care impun folosirea acestor aliaje în diferitele condiții concrete de funcționare a pistoanelor.

Discuția se axează pe următoarele trei posibilități :

a) pistoanele sînt călite și îmbătrînite artificial ;

b) pistoanele sînt călite și îmbătrînite natural ;

c) pistoanele sînt folosite fără tratament termic.

În cazul aliajelor călite și îmbătrînite artificial, toate cele trei tipuri de aliaje studiate pot înlocui cu succes aliajul „Y", fiind superioare din punct de vedere al caracteristicilor mecanice. Dintre cele trei aliaje studiate cel mai bine se pretează la acest tratament termic aliajul de tipul III, care obține caracteristicile mecanice cele mai bune în urma acestui tratament.

În cazul aliajelor netratate termic, toate proprietățile mecanice sînt superioare aliajului „Y" cu excepția durității, care la aliajele de tipul II și III este cu cca. 9% respectiv 17% mai mică.

Deoarece, în ansamblu, proprietățile mecanice ale aliajelor studiate sînt superioare aliajului „Y" pe de o parte, iar pe de altă parte prin utilizarea acestor aliaje la turnarea pistoanelor, se obțin și avantaje economice, ca urmare a reducerii procentajului de rebuturi cauzate în cazul aliajului „Y", de sensibilitatea pe care o prezintă la formarea fisurilor de turnare (la

cald și la rece) a acestuia, se recomandă înlocuirea aliajului „Y" cu unul dintre cele trei tipuri de aliaje studiate pentru diverse condiții de funcționare ale pistoanelor.

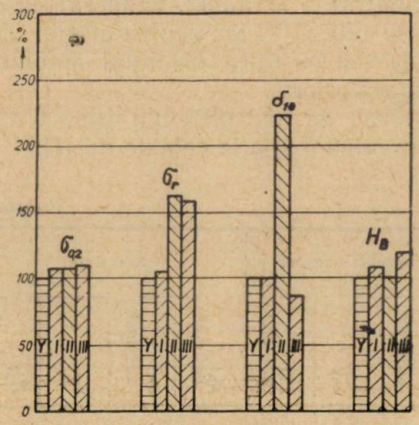


Fig. 1 *a*. Proprietățile mecanice ale aliajelor studiate, tratate termic (călire și revenire artificială), raportate la proprietățile aliajului „Y" luate 1000%.

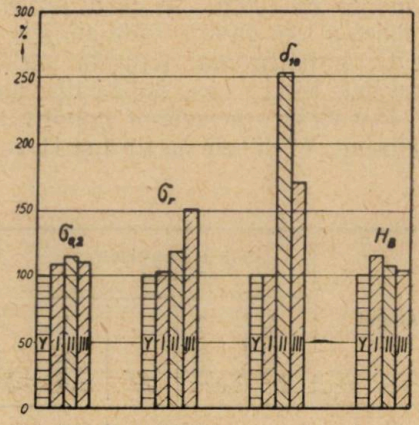


Fig. 1 *b*. Proprietățile mecanice ale aliajelor studiate, tratate termic (călire, revenire naturală) raportate la proprietățile aliajului „Y" luate 100%.

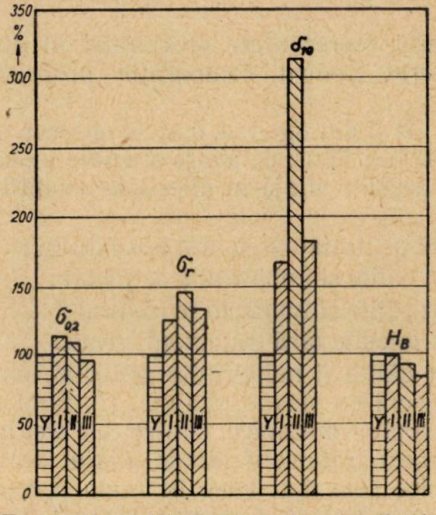


Fig. 1 *c*. Proprietățile mecanice ale aliajelor studiate, netratate, raportate la proprietățile aliajului „Y" luate 100%.

Deoarece proprietățile mecanice ale diferitelor aliaje de aluminiu folosite pentru confecționarea pistoanelor, se modifică la temperatura de funcționare, ne propunem a sudia în continuare, proprietățile mecanice ale aliajelor considerate în lucrare și la temperatura de exploatare.

BIBLIOGRAFIE

1. Domşa Al., Chişu Al., Trebonius I., *„Pistoane"*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1961.
2. Zaharov M. V., Novikov I. I., Tîtvin E. I., „Liteinoe proizvodstvo" nr. 9, 1961.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЗАМЕНЕ ПОРШНЕВЫХ СПЛАВОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит результаты теоретического и экспериментального исследования, произведенного на Тимишорском Механическом заводе, над тремя сплавами, которые могут заменить сплав »Y« применяемый для поршней. Полученные сплавы обладают повышенными механическими свойствами, подаются отливке и исключают необходимость применения никеля, являющегося дефицитным элементом.

RECHERCHES THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTALES RELATIVES AU REMPLACEMENT DES ALLIAGES POUR LES PISTONS DES MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

(RÉSUMÉ)

Etude théorique et expérimentale faite à l'uzine U.M.T. sur 3 allaiges proposés pour remplacer l'alliage „Y", utilisé dans la confection des pistons. Les alliages obtenus ont des propriétés mécaniques supérieures comme : plasticité et facilité de coulage en coquilles.

Ils évitent en même temps l'emploi de nickel, matériel déficitaire.

REGIMUL DE AȘCHIERE LA STRUNJIREA PRIN COPIERE

DE

E. DODON

Este cunoscută importanța stabilirii juste a regimurilor de așchiere corăspunzătoare. Majoritatea pieselor în industria constructoare de mașini și anume peste 70% necesită prelucrări pe strunguri [1]. Ultimele intră în categoria mașinilor-unelte cu cea mai mare răspîndire.

O mare utilizare a obținut și strunjirea prin copiere, în special ca mijloc de automatizare a ciclului la prelucrarea pieselor de tipul arborilor, discurilor, bucșelor etc. Pentru aceste cazuri problema stabilirii regimurilor economice de așchiere este și mai pregnantă, deoarece chiar la același obiect, variază fie adîncimea de așchiat (pe obiect), fie alți parametri tehnologici ai cazului concret. Sînt necesare deci regimuri de așchiere diferențiate chiar pe parcursul unei treceri. Din aceste motive în realitate de multe ori nu se realizează efectiv regimul economic de așchiere.

Frecvența reală a regimurilor corespunzătoare este mică, datorită și altor cauze. Astfel obișnuit valorile avansurilor conducătoare sau rezultante și turația se fixează după adîncimea maximă, de multe ori existentă numai pe o mică porțiune din lungimea trecerii. Calculul regimului pentru toate sectoarele cu variații ale parametrilor este greoi și se execută cu erori. Pentru unele porțiuni de scurtă durată, dar care pot influența durabilitatea sculei, nu sînt încă redate în literatură sufieciente date necesare calculului.

Totodată nici construcțiile strungurilor de copiat existente nu permit pentru multe sectoare din diferite treceri concrete, instalarea regimurilor economice de așchiere. Afirmația este valabilă și pentru cele mai perfecționate modele fabricate în ultimul timp. Tendința modernă de a realiza sisteme cu avans constant după contur sau cu variație după elipsă a sectorului rezultant [2], nu dă posibilitatea de a realiza regimuri economice, decît într-un număr redus de cazuri. Aceasta se va arăta în cele de mai jos.

Se știe că sistemele de urmărire, utilizate pentru copierea pe strunguri, pot executa copierea pe baza a două categorii de scheme. Prima are avansul conducător S_c necomandat de veriga sensitivă, de palpator, ci numai avansul de urmărire S_u. A doua are și avansul conducător și avansul de urmărire comandate de palpator. Avansul conducător este de obicei axial (longitudinal). În cazuri mai rare, la prelucrarea prin copiere a suprafețelor frontale la obiecte de tipul discurilor, el poate fi și transversal. Raționamentele și concluziile sînt asemănătoare și deci vom relua situația tipică a prelucrării pieselor de tipul arborilor.

În analiza posibilităților de instalare a regimurilor economice de așchiere, vom considera din fiecare categorie de scheme cazul mai perfecționat, cînd avansul S_u, respectiv avansurile S_u și S_c, variază continuu de la zero pînă la valoarea maximă (realizabilă pe mașină) la comanda palpatorului. Acesta deoarece numai cuplarea sau decuplarea avansurilor de către palpator, sau comanda unei variații în trepte nu poate evident asigura stabilirea regimurilor economice. Variația continuă a avansurilor se obține cu sisteme hidraulice, pneumohidraulice, sau electrice, la copierea după una sau două coordonate. Se poate astfel obține avansul rezultant S_r variabil după o elipsă sau constant după contur, rezultat considerat pentru aceste sisteme ca indice al desăvîrșirii tehnice [2]. În următoarele vom relua aceste două cazuri.

Obiectele care pot fi prelucrate, utilizînd strunjirea prin copiere, au în general adîncimea de așchiat (pe

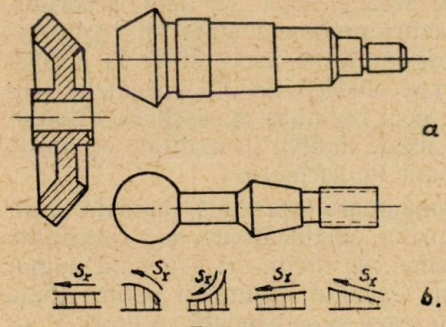


Fig. 1.

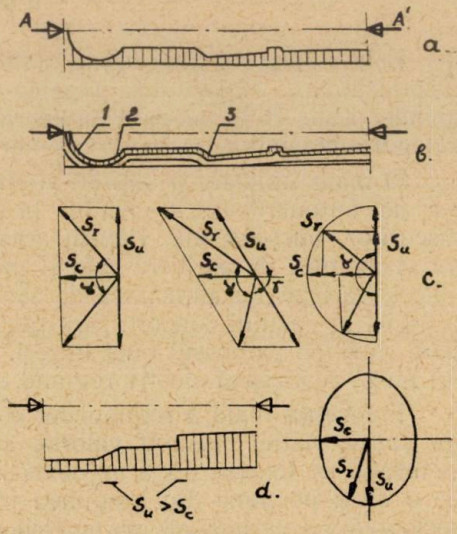


Fig. 2.

obiect) variabilă după legi diferite și la același obiect cu aceleași valori în orice plan care conține axa vîrfurilor strungului. Varietatea lor este extrem de mare. În fig. 1, *a* sînt redate trei exemple tipice.

Din fig. 1 se observă că de obicei profilul piesei rezultă din prelucrarea unui laminat sau a unui obiect matrițat, cu secțiuni aproximativ circulare. Diferite forme de variație a adîncimei pot fi reduse, cu aproximație admisibilă la „porțiuni tipice". Acestea sînt redate în fig. 2 *b*. Avem evident și porțiuni cu adîncime constantă, care sînt foarte numeroase.

Avînd în vedere formele tipice de existență a adîncimii, schematizate în fig. 1, natural că și regimurile de așchiere necesare vor fi diferențiate pe porțiunile cu variații sau valori diferite.

Adaosul de prelucrare însă, poate fi scos la o singură trecere, sau la mai multe treceri. Variația adîncimei de așchiere (pe cuțit) va depinde desigur și de numărul de treceri. Vom deosebi deci în continuare cazul îndepărtării adaosului de strunjire prin o singură trecere și cazul scoaterii prin mai multe treceri.

Ţinînd cont de cele două cazuri de mai sus, privitoare la comanda de către palpator a avansului conducător, urmează că avem în total, în urma combinării, patru cazuri sau situaţii tipice. Le vom analiza succesiv.

Pentru exemplificare, s-a considerat o adîncime de aşchiat schiţată în fig. 2 *a* şi care să cuprindă toate porţiunile tipice, redate în fig. 1 *b*. S-a schematizat îndepărtarea acestui adaos la o trecere sau la mai multe treceri (fig. 2 *b*).

1. Se efectuează o singură trecere cu avansul conducător S_c necomandat de palpator. Reprezentarea grafică a compunerii avansurilor, cu unghiul maxim de contur, este schiţată în fig. 2 *c*. Regimul de aşchiere necesar va fi diferenţiat pe porţiunile cu variaţie a adîncimei de aşchiat şi diferit în porţiunile cu adîncime constantă dar diferită.

Se observă direct că nu poate fi realizat în permanenţă regimul economic deoarece avansul S_r nu poate avea valoarea corespunzătoare, dictată de avansul tehnologic maxim admisibil $S_{teh\,max}$. Astfel de exemplu avansurile S_r vor fi constante şi mai mari la adîncimi care cresc sau scad linear, decît la adîncimi constante şi diferite, cînd avem mereu $S_r = S_c$. Situaţia este în principiu aceeaşi şi cînd se utilizează suporţi inclinaţi (fig. 2 *c*).

Este posibilă variaţia avansului S_c pe alte căi, de exemplu pe baza unui program [3], [4]. Deci numai atunci cînd intervin sisteme de conducere independente de sistemul de copiat şi care oricum complică construcţia strungului. Acestea realizează o schimbare în trepte a avansului, care totuşi nu rezolvă total problema, deoarece este necesară în general o schimbare permanentă în procesul de formare a suprafeţei.

2. Se scoate adaosul prin o singură trecere cu avansul S constant după contur sau cu variaţie după o elipsă. Deoarece adîncimea de aşchiat variază independent de avansul S_r care rămîne constant fig. 2 *c*, se observă că de asemeni nu poate fi realizat regimul economic decît pe porţiunea cu adîncime de aşchiere (pe cuţit) maximă. În restul porţiunilor vom avea deci $S_r < S_{teh\,max}$.

O oarecare ameliorare a pierderilor are loc în cazul variaţiilor avansului S_r după o elipsă (fig. 2 *d*). În această variantă are loc o creştere a avansului pe porţiunile de creştere a diametrului piesei, ceea ce este corespunzător deci numai cînd se micşorează adîncimea de aşchiat (pe obiect).

Spre deosebire de cazul precedent, schimbarea avansului S_c sau S_r nu s-a realizat încă pe baza unui program. De altfel aceasta ar duce la complicaţii constructive.

Din aceste două cazuri, rezultă că la scoaterea adaosului prin copiere din o singură trecere, adică la adîncime variabilă în general nu se pot realiza regimurile de aşchiere corespunzătoare, decît pentru scurte intervale de timp, numai pe anumite porţiuni ale unei treceri.

Cînd adaosul se scoate la cîteva treceri, se observă din exemplul schiţat în fig. 2 *b* că situaţia este diferită de cele două cazuri precedente numai pentru trecerile cu adîncime de aşchieri (pe cuţit) constantă. Restul trecerilor sau porţiunilor, cu adîncimi variabile, aparţin de fapt la cazul 1 sau 2.

3. Să considerăm o trecere cu adîncime de aşchiere constantă ; de exemplu ultima haşurată în fig. 2 *b*. La copiere cu S_c necomandat de palpator (după o coordonată) cu avansul S_a perpendicular pe S_c sau cu suporturi în-

clinate, avansul rezultant maxim se va obține pe sectoarele cele mai înclinate, care pot fi urmărite (fig. 2 *c*). Acestea au fost notate, pentru exemplul din fig. 2 *b*, cu *1*, *2* și *3*. Prin urmare în restul profilului, deoarece se observă că avem $S_r < S_{teh\ max}$, urmează că nu se poate obține regimul de așchiere corespunzător.

În ce privește schimbarea după un program a avansului S_c, intervin considerentele expuse mai sus, la cazul 1.

4. În cazul îndepărtării unei adîncimi constante cu avans conducător comandat de palpator, situația mai avantajoasă se obține atunci cînd avansul S_r este constant după contur. Deoarece se consideră că este posibil, ca avansul S_r să fie astfel stabilit încît să satisfacă egalitatea $S_r = S_{teh\ max}$, și deci să avem în permanență regimul economic, este necesar să examinăm mai detaliat acest caz.

În fig. 3 a fost schițat un astfel de profil cu o adîncime constantă la copiere cu avans constant după contur. Se știe că avansul tehnologic maxim admisibil poate fi limitat de rigiditatea sistemului tehnologic (S.T.E.), de

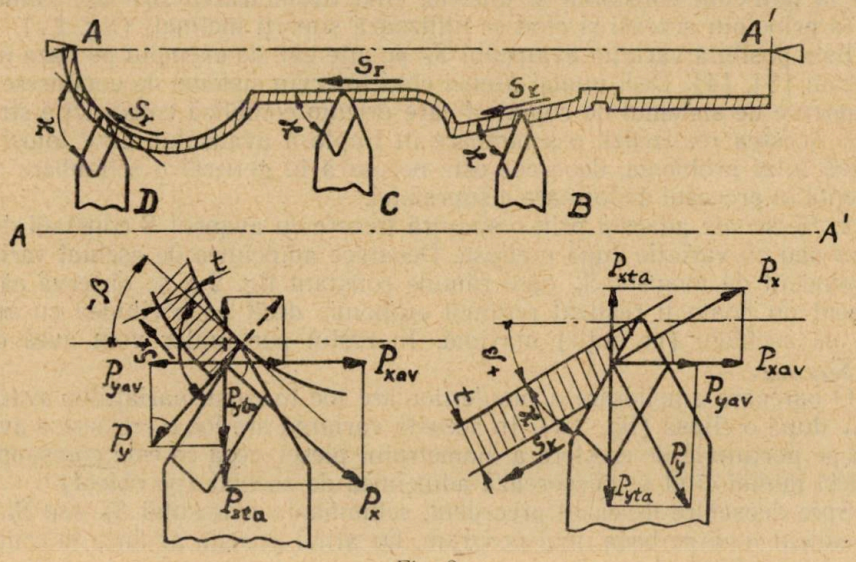


Fig. 3.

rezistența cuțitului, de rigiditatea mecanismului de avans sau de calitatea suprafeței. La strungurile moderne momentul rezistent maxim la arborele principal nu este în general limitativ înaintea rigidității mecanismului de avans.

Calitatea suprafeței limitează avansul S_r numai la finisările finale, care se execută cu turații mai mari și cînd productivitatea este de fapt influențată esențial de viteza de așchiere. La aceste finisări, din punct de vedere al avansului ca parametru al regimului de așchiere, avansul S_r constant după contur asigură menținerea permanentă a avansului $S_{teh\ max}$, deci a primei condiții pentru un regim economic.

Calitatea suprafeţei este însă limitativă pentru avans într-un număr minoritar din totalul trecerilor necesare la un grup de piese. De cele mai multe ori ceilalţi factori limitează avansul $S_{teh\,max}$ şi deci avansul după contur.

Să considerăm că este limitativă forţa suportată axial de mecanismul de avans. Această forţă se exprimă obişnuit prin relaţia :

$$Q = K_1 P_x + f(P_z + P_y + G) \qquad (1)$$

în care :

f este coeficientul de frecare în sistemul de ghidare, $f = 0{,}15$;
K_1 — coeficient experimental, $K_1 = 1{,}1$;
G — greutatea căruciorului ;
Q — forţa maximă la mecanismul de avans.

Deoarece depinde de valorile componentelor P_z, P_x şi P_y, interesează variaţiile acestor componente în lungul profilului.

Din fig. 3 se observă că unghiul principal în plan poate varia în limite foarte largi, de exemplu între 20° şi 100°. În acest interval, în mod normal odată cu creşterea unghiului, componenta P_z poate varia cu 10—22% (la oţel — respectiv la fontă), componenta P_y scade cu 50—70%, iar P_x creşte cu cca. 40—50% [5], [6]. Se schimbă deci şi forţa Q dată de relaţia (1).

Variaţii mari are şi unghiul secundar în plan $\varkappa_1$, de exemplu între 5 şi 90°. Componentele forţei de aşchiere şi în special P_x şi P_y, sînt însă influenţate într-o măsură neglijabilă, de către aceste variaţii [5]. De aceea nu le vom lua în considerare.

Remarcăm însă că în cazul nostru schimbarea unghiului $\varkappa$ survine în urma schimbării direcţiei avansului rezultant faţă de axa $A—A'$ a vîrfurilor strungului (fig. 3), poziţia tăişului principal al cuţitului rămînînd neschimbată. Deoarece componenta P_x are direcţia după avansul rezultant, urmează că forţa din aşchiere P_{av}, care este paralelă cu axa vîrfurilor $A—A'$ şi solicită conform relaţiei (1) mecanismul de avans al strungului, nu mai au aceeaşi direcţie cu P_x, aşa cum este la cilindrare şi cum s-a presupus la scrierea relaţiei (1). Ultima trebuie deci trecută într-o formă mai generală.

Alegem două poziţii tipice în timpul trecerii şi anume B şi D (fig. 3), cu unghiul de profil β de sens contrar. În aceste două poziţii asupra cuţitului acţionează, după direcţii perpendiculare pe componenta P_z, forţele reprezentate în fig. 3. Se observă că forţa Q, care solicită mecanismul de avans, este dată de relaţia :

$$Q = K_1 P_{av} + f(P_z + P_{ta} + G), \qquad (2)$$

în care :

Q, G, K_1, f este aceeaşi ca şi în relaţia (1) ;
P_{av} — componenta forţei de aşchiere paralelă cu direcţia mecanismului de avans longitudinal ;
P_{ta} — componenta forţei de aşchiere după direcţia avansului transversal.

Relaţia (2) este deci forma mai generală a relaţiei (1).

Fără a face erori sensibile, putem neglija variaţiile produselor fP_z şi fP_{ta} în funcţie de parametri geometrici, respectiv de unghiul $\varkappa$. În timpul

unei treceri oarecare, știindu-se că produsul fG este practic constant, asupra forței Q vor hotărî variațiile forței P_{av}.

După cele schițate în fig. 3, forța P_{av} se obține din suma :

$$P_{av} = P_{x\,av} \pm P_{y\,av}, \tag{3}$$

în care semnul minus este pentru cazul eventual (schițat cu linie întreruptă în fig. 3) care poate apare cînd $\beta > 90°$; β este cu semn.

Dezvoltînd relația (3) pe baza celor schițate în fig. 3, obținem :

$$P_{av} = P_x \cos\beta \pm P_y \sin\beta. \tag{4}$$

Exprimînd componentele P_x și P_y în funcție de unghiul $\varkappa$. care este parametrul ce produce schimbări sensibile a forțelor în lungul profilului, vom avea :

$$P_{av} = C_x \varkappa^u \cdot \cos\beta \pm \frac{C_y}{\varkappa^w} \sin\beta, \tag{5}$$

în care :

u, w — exponenți ;

C_x, C_y — coeficienți pentru restul parmetrilor egali.

Din relația (5) și (2) se vede clar că la copierea unui profil oarecare, forța de avans Q poate avea schimbări importante.

Utilizînd unele date medii, existente în literatură (de ex. în [5] și [7]) obținem cu relația (5) valorile forței P_{av} la diferite unghiuri $\varkappa$. Considerînd același cuțit și introducînd valorile corespunzătoare pentru $\varkappa$ și β, se obțin diagramele din fig. 4. Pentru aceleași valori au fost reprezentate și diagramele pentru P_z. Se observă că forța P_{av}, în medie scade cu creșterea unghiului principal în plan $\varkappa$. În măsură mai mare scade deci forța Q, deoarece $K_1 > 1$. Se mai observă că schimbarea componentei p_z este mult mai mică și anume cel mult 12%, față de 36% cît rezultă pentru forța de avans Q. Prin urmare nu se poate obține pe orice profil în permanență realizarea avansului $S_{teh\,max}$ și deci nici regimul economic de așchiere.

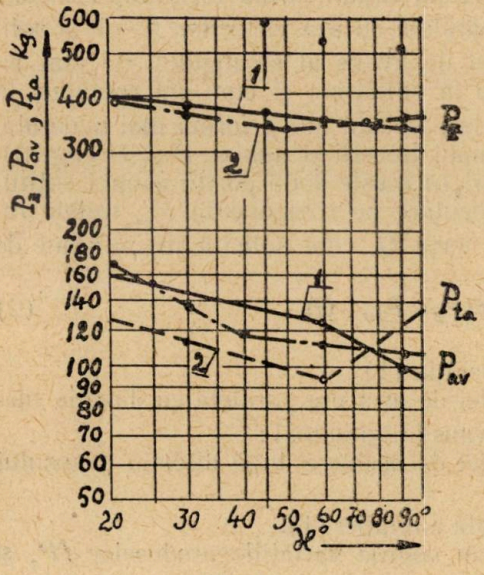


Fig. 4.

De multe ori este limitativă rigiditatea S.T.E. În aceste situații, la cilindrare nu trebuie să depășească o anumită mărime componenta P_y. Mai general, spunem că este limitată componenta transversală. La copiere cu avans constant după contur, (deci și la variație

după o elipsă [2]) aceasta este forţa după avansul S_a notată cu P_{ta}. Ea variază de asemeni în lungul unui profil oarecare. Într-adevăr, procedînd analog ca şi cu forţa P_{av}, se obţine pentru P_{ta} relaţia :

$$P_{ta} = P_{y\,ta} \mp P_{x\,ta}, \tag{6}$$

în care regula semnelor este aceeaşi.

Efectuînd înlocuirile conform figurei 3, avem :

$$P_{ta} = P_y \cos\beta \mp P_x \sin\beta, \tag{7}$$

şi analog relaţiei (5) se obţine :

$$P_{ta} = \frac{C_y}{\varkappa^p} \cdot \cos\beta \mp C_x \varkappa^q \sin\beta, \tag{8}$$

în care p, q — exponenţi.

O diagramă de variaţie a acestei forţe, în funcţie de unghiul $\varkappa$, este redată tot în fig. 4. Se observă că micşorarea poate ajunge pînă la circa 30%. Natural că ţinînd cont şi de rigiditatea de urmărire respectivă, asemenea schimbări influenţează sensibil exactitatea de prelucrare. Deci nici în aceste situaţii nu se poate menţine, pe tot parcursul unui profil oarecare, regimul corespunzător.

La copierea pe struguri se utilizează de obicei cuţite scurte şi suficient de rezistente. În mod normal nu sînt deci motive ca rezistenţa cuţitului să limiteze avansul $S_{teh\,max}$.

Din cele de mai sus se conchide că la îndepărtarea unei adîncimi de aşchiere constantă, prin copiere cu avans constant după contur (care este indicele celor mai perfecţionate sisteme) nu se poate obţine, pe toată lungimea unui profil oarecare, regimul economic de aşchiere, decît atunci cînd avansul tehnologic maxim admisibil ($S_{teh\,max}$) este determinat de către calitatea suprafeţei. La limitarea avansului $S_{teh\,max}$ de forţa de avans sau de S.T.E., apar inevitabil porţiuni care se prelucrează cu regimuri de aşchiere neeconomice.

La un număr oarecare de loturi de piese, predomină trecerile prealabile cu adîncimi de aşchiere variabile, iar cele cu adîncimi constante sînt mai puţin frecvente. Deoarece şi la ultimele apar regimuri neeconomice, rezultă că în medie, se lucrează o mare parte din timpul total de funcţionare (a strungurilor de copiat sau cu sisteme de copiere) cu regimuri neeconomice.

Se impune ca necesară o nouă cale de perfecţionare a strungurilor de copiat sau cu dispozitive de copiere. Aceasta constă în îmbinarea sistemelor de copiere cu reglarea automată a regimului de aşchiere. Modul în care se poate executa această îmbinare, depinde de felul sistemului.

La construcţiile cu avansul S_c necomandat de palpator, este necesar ca acest avans să fie stabilit în permanenţă prin reglarea automată, conform cu cerinţele regimului economic. La sistemele care execută copierea cu avans constant după contur, este necesară reglarea directă a acestui avans.

BIBLIOGRAFIE

1. Herold H. H., Das 9 Aachener Werkzeugmaschinen — Kolloquium, Maschine, 1958, 12, Nr. 17—18, p. 21—24.
2. B. L. Korobocikin, Ghidroprivodi tokarno — kopirovalnih poluavtomatov, Stanki i instrument, Nr. 12, 1955, p. 1—5.
3. V.E.B., Werkzeugmaschinenfabrik, Magdeburg — catalog DXKH 63 Magdeburg 1960.
4. B. A. Gladkov i E. A. Kaganov, Zarubejnie tentroviie tokarno — kopirovalniie poluavtomati, Stanki i instrument Nr. 12, 1959, p. 31—39.
5. G. I. Granovski i drughie, *Rezanie metalov*, Maşghiz, Moscova, 1954.
6. N. I. Reznikov, *Skorostnoe rezanie metallov s bolşimi podaciami*, Maşghiz, Moscova, 1957.
7. A. M. Vulf, *Osnovi rezania metallov*, Maşghiz M—L, 1954.

РЕЖИМ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ ПРИ ОБТОЧКЕ КОПИРОВАНИЕМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается установление режимов резания при обточке копированием. Имея в виду возможности новейших моделей, делается вывод, что экономный режим резания может иметь место при удаления постоянной глубиной резания, с постоянным продвижением по контуру и предельной величиной количества поверхности.

В большинстве случаев работа ведется при неэкономических режимах резания и поэтому следует улучшить копировальные станки совместив копировальные системы с автоматической регулировкой режима резания.

LE RÉGIME D'ENLÈVEMENT AU TOURNAGE PAR COPIE

(RÉSUMÉ)

On analyse l'établissement des régimes correspondants par enlévement au tournage par copie. En tenant compte des possibilités des tout nouveaux medèles, on arrive à la conclusion que le régime économique d'enlèvemnt peut être installé et maintenu seulement dans le cas peu fréquent d'une profondeur d'enlèvement constante, d'aprés contour et à une grandeur limitée par la qualité de la surface.

Dans la majorité des cas on travaille à des régimes non-économiques d'enlèvement ce qui impose la nécessité de perfectionner les tours à copier dans le sens de la combinaison des systèmes à copier au réglage authomatique du régime d'enlèvement.

INFLUENȚA PRINCIPALILOR PARAMETRI ASUPRA UNGHIULUI DE PULVERIZARE AL UNUI INJECTOR ROTATIV

DE

I. VLADEA, V. BARBU, C. UNGUREANU, I. BEJAN, H. THEIL, ELEONORA COTOCIU

1. INTRODUCERE

Dezvoltarea industriei noastre socialiste a pus între altele și problema construcției unor injectoare de păcură de mică putere, care să fie folosite în instalațiile mici de cazane și cuptoare. Datorită scopului pentru care sînt destinate, construcția acestora trebuie să fie simplă și robustă, să asigure o exploatare ușoară și o ardere cît mai perfectă.

Printre injectoarele fabricate la noi în țară, un loc important îl ocupă injectorul de tip rotativ fabricat de „Steaua Roșie" București, care produce 4 modele de debite diferite. Larga răspîndire a acestor injectoare trebuie atribuită în primul rînd construcției lor compacte, care reunește organul de alimentare cu aer și dispozitivul de pulverizare în același corp, precum și simplității de punere în funcțiune și de exploatare. În același timp injectoarele rotative pot funcționa la sarcini ridicate, cu o gamă largă de reglare a debitului de combustibil (de la 30 pînă la 3 000 kgf/h), ceea ce permite instalarea unui singur injector pe frontul cazanului. Spre deosebire de alte tipuri de injectoare, la reducerea sarcinii pulverizarea nu numai că nu se înrăutățește ci dimpotrivă se îmbunătățește. Un alt avantaj al injectoarelor rotative constă în faptul că pot funcționa cu sorturi inferioare de combustibili, fiind insensibile la conținutul de impurități al acestora, deoarece nu au orificii de diametru mic care s-ar putea astupa. Alimentarea cu combustibil se poate face prin cădere liberă.

Practica exploatării injectoarelor rotative de fabricație „Steaua Roșie" a arătat că funcționarea lor nu este întrutotul satisfăcătoare. Pornind de aici, colectivul catedrei de Termotehnică de la Institutul Politehnic din Timișoara și-a propus studiul acestora în vederea îmbunătățirii caracteristicilor lor de funcționare.

Una dintre caracteristicile importante de funcționare a injectoarelor este constituită de unghiul de pulverizare ; mărimea lui dă o imagine asupra gradului de umplere a focarului, factor de importanță deosebită în schimbul de căldură prin radiație precum și asupra lungimii flăcării.

Obiectul lucrării de față îl constituie tocmai studiul acestei caracteristici a injectorului „Steaua Roșie" și al influenței principalilor factori de care depinde.

2. DESCRIEREA INJECTORULUI ŞI A STANDULUI EXPERIMENTAL

Injectorul „Steaua Roşie" reprezentat schematic în fig. 1 se compune dintr-o cupă de pulverizare *1* înşurubată în axul central *2* antrenat în mişcarea de rotaţie de motorul electric *3* cu o turaţie în jurul a 2 500 rot/min. Aerul, aspirat prin fereastra *5* de către ventilatorul *4* calat pe axul central, trece mai întîi peste motorul electric *3* (în jurul statorului) şi iese prin orificiul inelar *6*. Debitul de aer poate fi variat prin manevrarea clapei *11* care obturează fereastra *5*.

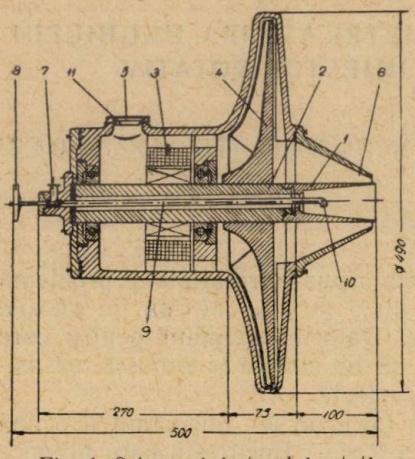


Fig. 1. Schema injectorului rotativ „Steaua Roşie".

Combustibilul pătrunde prin stuţul *7* în conducta centrală fixă *2* (în axul gol) prin care ajunge pe cupa de pulverizare. Antrenat în mişcare de rotaţie, combustibilul formează un strat pelicular care, sub acţiunea forţei centrifuge, se deplasează spre ieşire unde se rupe în picături. O contribuţie importantă la pulverizarea combustibilului are de asemenea şi jetul de aer insuflat de-a lungul cupei în exterior. Reglarea debitului de combustibil se face cu ajutorul robinetului *8*.

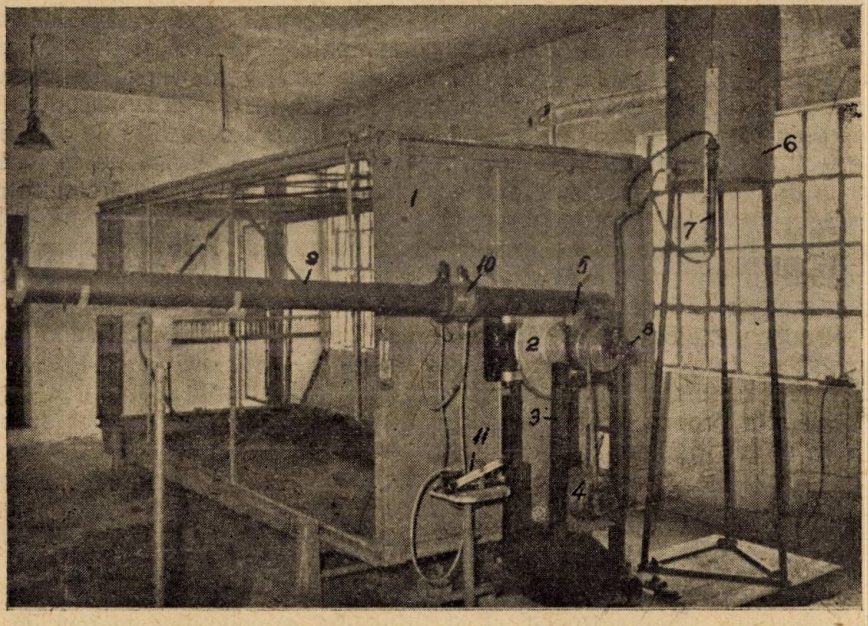


Fig. 2. Standul experimental.

Instalația experimentală redată în fig. 2 constă în esență dintr-o nișă paralelipipedică orizontală *1* de dimensiuni 1,9×1,9×4,8 m cu pereți de sticlă în interiorul căreia se produce pulverizarea. Injectorul *2* este susținut de un schelet metalic *3* independent. În scopul variației turației, antrenarea injectorului s-a realizat din exterior prin transmisie cu curea, cu roți etajate, de către un motor electric *4*.

Alimentarea cu combustibil a injectorului s-a făcut prin cădere liberă din rezervorul etalonat *6*, prevăzut cu o sticlă de nivel gradat și un rotametru *7* la ieșire.

Alimentarea cu aer s-a făcut prin intermediul unei conducte *9* racordată la fereastra *5* a injectorului (fig. 1) ; pentru varierea debitului, la extremitatea conductei s-a montat un con de închidere (în scopul unei perturbări minime a curentului), iar pentru măsurarea lui într-un domeniu cît mai larg, s-a prevăzut o diafragmă dublă *10* cu camere inelare racordate la micromanometrul diferențial *11*.

Pentru iluminarea jetului s-au folosit reflectoare cu becuri nitraphot cu o putere totală de circa 5 000 watt.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

Față de complexitatea fenomenului de pulverizare în injectoarele rotative, determinarea unghiului jetului de combustibil pentru injectorul cercetat și studiul influenței principalilor factori de care depinde mărimea acestuia pot fi abordate, cel puțin în stadiul actual, numai pe cale experimentală.

În cadrul lucrării s-a studiat influența debitului (vitezei) de aer insuflat, a debitului de combustibil, a turației, a conicității suprafeței interioare a cupei de pulverizare și a distanței de aducere a combustibilului față de muchia de ieșire a cupei.

Așa cum rezultă din descrierea standului experimental, pentru variația debitului de aer, injectorul original a fost prevăzut cu o conductă de aspirație a aerului la a cărei extremitate s-a montat un con de închidere. Rezultatele experimentării au arătat că debitul de aer reprezintă factorul care influențează cel mai sensibil asupra unghiului de pulverizare, prezentînd în același timp și avantajul celei mai simple posibilități de variație continuă a mărimii lui, într-un domeniu foarte larg. Este tocmai motivul pentru care toate măsurătorile au constat din citirea unghiului de pulverizare corespunzător diferitelor debite de aer (20—30 regimuri), restul factorilor, de mai mică influență, fiind păstrați nemodificați pentru seria de măsurători respective. Pentru același motiv, graficele rezultatelor obținute sînt redate în funcție de debitul de aer trecut în abscisă.

După cum s-a constatat experimental, debitul de combustibil influențează relativ puțin asupra unghiului de pulverizare, fapt pentru care au fost considerate final numai două debite, menținute constante în timpul încercărilor pe bază indicațiilor unui rotametru. În alegerea celor două debite dintre care unul reprezintă dublul celuilalt (aproximativ) s-a urmărit obținerea unei bune pulverizări și mai ales a unei cît mai bune vizibilități a jetului de combustibil.

Deoarece în aceste studii preliminare ne-a interesat mai puţin valoarea absolută a mărimii unghiului de pulverizare decît influenţa principalilor factori de care depinde, toate încercările au fost făcute cu apă, ceea ce a asigurat condiţii mult mai comode de lucru şi în acelaşi timp a permis economisirea a cîtorva tone de combustibil. De altfel, după cum se vede în cele ce urmează, rezultatele obţinute sînt valabile, prin generalizare, şi pentru alte lichide şi, în particular, pentru oricare combustibil.

Pentru variaţia turaţiei, construcţia injectorului a fost adaptată, după cum s-a mai amintit, în vederea antrenării prin transmisie cu curea cu roţi etajate; au fost considerate 5 turaţii cuprinse între 79% şi 136% din valoarea turaţiei nominale (2 500 rot/min).

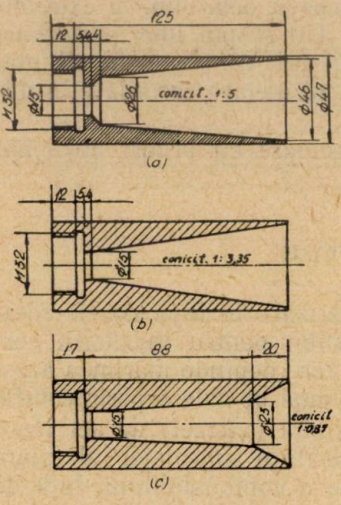


Fig. 3. Cupele de pulverizare încercate.

Pentru studiul influenţei conicităţii suprafeţei interioare a cupei de pulverizare, au fost folosite trei cupe reprezentate în fig. 3, *a*, *b*, *c* şi caracterizate prin aceeaşi lungime totală şi acelaşi diametru al secţiunii de ieşire. Cupa originală a injectorului este cea din fig. 3 *a*.

Distanţa de aducere a combustibilului faţă de muchia de ieşire a cupei a fost variată prin utilizarea unor ţevi de picurare de diferite lungimi. Iniţial s-au încercat cinci lungimi; datorită influenţei relative reduse asupra unghiului de pulverizare, s-a rămas final numai la două lungimi (lungimile extreme).

Unghiul de pulverizare s-a măsurat iniţial prin fotografierea jetului (v. fig. 4) şi apoi, din consideraţii economice (s-au făcut peste 1 000 de determinări), prin vizionarea directă.

Prelucrarea rezultatelor obţinute a arătat că este cel mai indicat a considera variaţia unghiului de pulverizare α prin $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$. Cea mai convenabilă dintre reprezentările acestor rezultate se pare a corespunde unui sistem semi logaritmic cu $\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2}$ în ordonată şi cu G_a sau w_a în abscisă (G_a reprezintă debitul de aer insuflat în kgf/h iar w_a — viteza acestuia în m/s). Într-o astfel de reprezentare, curbele respective pot fi uşor asimilate cu nişte parabole patratice (v. fig. 5), a căror ecuaţie generală poate fi scrisă final sub formă

$$\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} = c_1 + c_2\left(\ln\frac{G_a}{c_3}\right)^2 \qquad (1)$$

sau

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{1}{c_1 + c_2\left(\ln\frac{w_a}{c_3'}\right)^2}. \qquad (1')$$

Constantele c_1, c_2, c_3, c_3' corespunzătoare celor 36 de curbe ridicate experimental sînt redate în tabela 1.

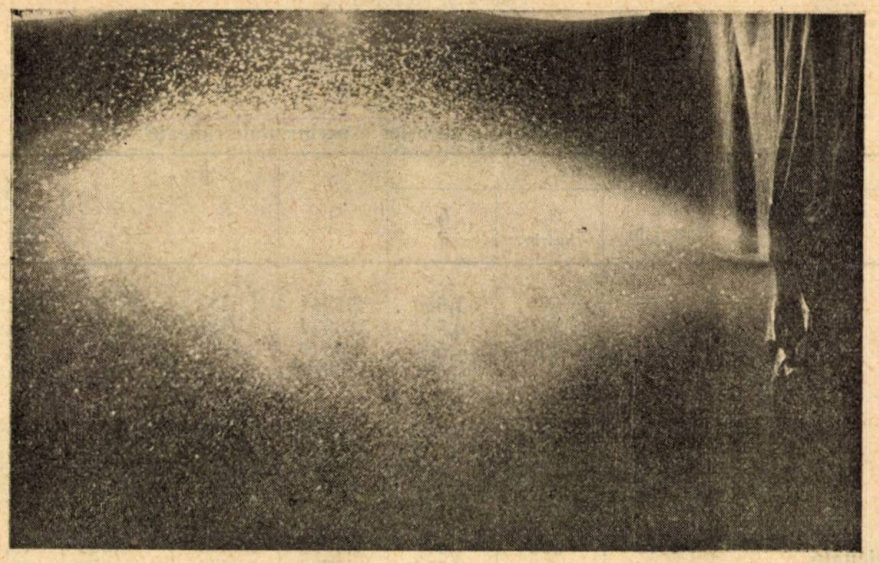


Fig. 4. Fotografia jetului de combustibil.

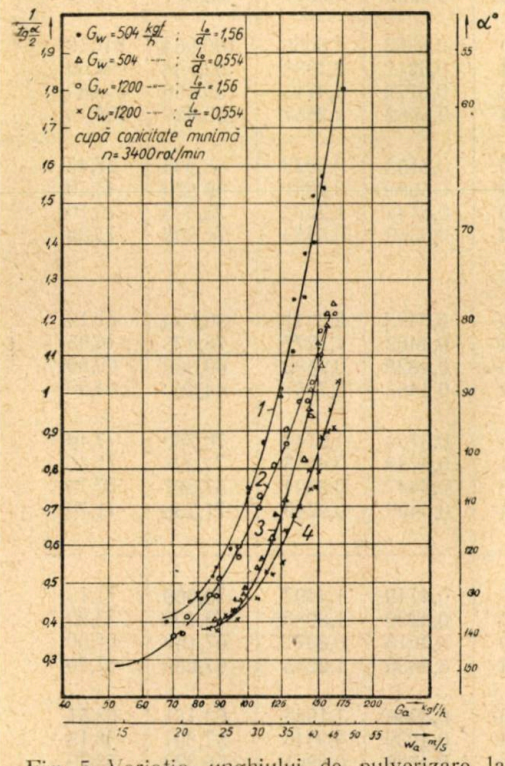


Fig. 5. Variația unghiului de pulverizare la turație constantă.

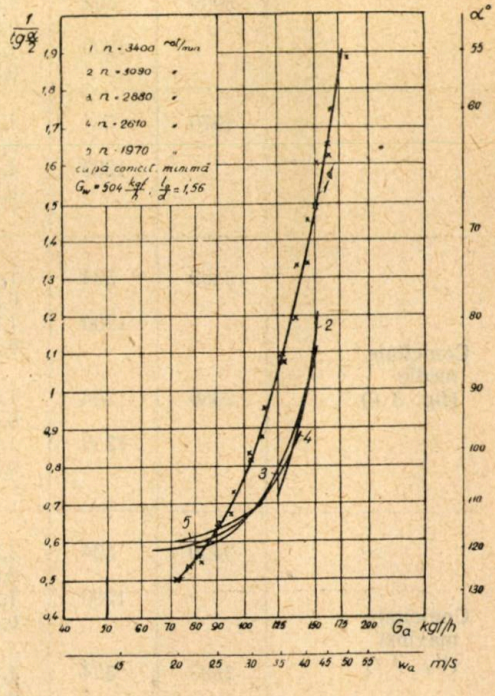


Fig. 6. Influența turației asupra unghiului de pulverizare, pentru cupa din fig. 3 *a*.

Tabela 1

Constantele de definire a curbelor experimentale ridicate

Condiţii de încercare							
Cupa	n rot/min	G_w kgf/h	$\frac{l_0}{d}$	c_1	c_2	c_3	$c_3'=\frac{c_3}{S\cdot\gamma}10^{-3}$
Conicitate minimă (fig. 3 *a*)	2880	504	1,560	0,5941	1,6239	87,357	87,90
			0,554	0,5634	1,7513	90,080	90,60
		1200	1,560	0,6047	0,7111	76,250	76,70
			0,554	0,5876	0,5971	79,530	80,00
	3400	504	1,560	0,5050	1,5843	67,931	67,50
			0,554	0,4966	2,0745	88,074	88,56
		1200	1,560	0,3796	0,7102	52,373	52,65
			0,554	0,4752	1,2041	83,013	83,50
	2610	504	1,560	0,5948	0,9265	78,660	79,10
			0,554	0,5763	1,3432	83,128	83,60
		1200	1,560	0,6312	1,6841	93,482	94,00
			0,554	0,6099	1,0001	90,017	90,50
	3090	504	1,560	0,6366	4,5065	106,964	107,50
			0,554	0,6212	2,1088	92,158	92,60
		1200	1,560	0,6773	3,4746	109,950	110,80
			0,554	0,6682	2,2857	103,427	104,10
	1970	504	1,560	0,3153	3,6049	66,996	67,45
			0,554	0,5008	0,2691	42,820	43,10
		1200	1,560	0,6144	1,2270	75,603	76,10
			0,554	0,6369	0,5483	74,802	75,30
Conicitate medie (fig. 3 *b*)	3400	504	1,560	0,5498	2,2041	80,640	81,10
			0,554	0,4462	1,7277	76,478	76,95
		1200	1,560	0,4828	0,9583	69,338	69,80
			0,554	0,4455	0,7357	64,200	64,60
	2880	504	1,560	0,6764	1,0144	76,780	77,40
			0,554	0,6189	0,4115	71,094	71,55
		1200	1,560	0,6447	0,3424	57,397	57,75
			0,554	0,6496	0,9289	71,236	71,70
Conicitate maximă (fig. 3 *c*)	3400	504	1,560	0,4749	1,4997	70,669	71,15
			0,554	0,4299	1,8080	73,406	73,80
		1200	1,560	0,4616	0,8971	67,160	67,60
			0,554	0,4656	1,2235	67,289	67,70
	2880	504	1,560	0,3980	1,1966	63,181	63,51
			0,554	0,4039	0,9346	57,801	58,15
		1200	1,560	0,4539	0,8961	58,323	58,70
			0,554	0,4010	0,8170	52,196	52,50

Din analiza rezultatelor obținute, pot fi desprinse următoarele observații mai importante :

— Influența cea mai puternică asupra unghiului de pulverizare o are debitul de aer (viteza aerului insuflat) ; datorită direcției axiale de insuflare, această influență se manifestă în sensul reducerii unghiului de pulverizare pe măsura creșterii vitezei aerului. Observațiile vizuale au arătat de asemenea o îmbunătățire sensibilă a pulverizării prin creșterea vitezei aerului.

— În ordinea importanței urmează a fi considerată influența turației, redată în fig. 6 și 7. Se observă că la debite mari de aer unghiul de pulverizare este cu atît mai mic, cu cît și turația este mai mare ; la viteze re-

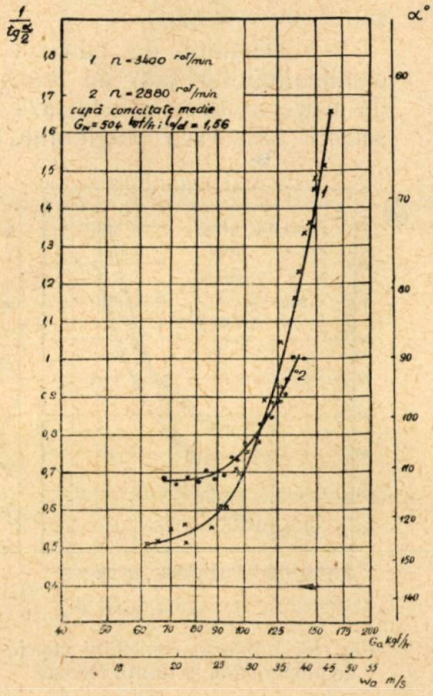


Fig. 7. Influența turației asupra unghiului de pulverizare, pentru cupa din fig. 3 *b*.

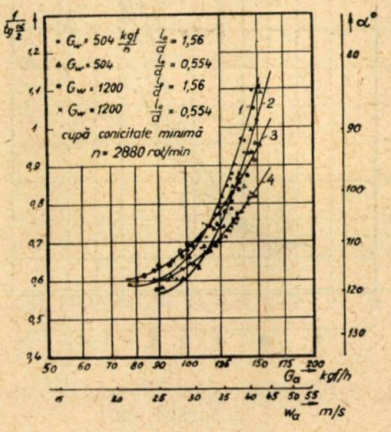


Fig. 8. Influența debitului de combustibil asupra unghiului de pulverizare.

duse ale aerului, dimpotrivă, unghiul de pulverizare crește prin creșterea turației. Explicația acestei influențe diferit resimțite constă în faptul că unghiul sub care jetul de combustibil părăsește cupa de pulverizare este cu atît mai mare cu cît și turația este mai mare (forța centrifugă este mai mare), lucru ce se manifestă în special în domeniul unor viteze reduse ale aerului. În același timp însă, turațiile ridicate determină și o pulverizare mai fină a combustibilului cu forțe de inerție mai reduse ale picăturilor, ce pot fi astfel mai ușor antrenate de aer ; este tocmai ceea ce cauzează scăderea unghiului de pulverizare prin creșterea turației la viteze mari ale aerului.

— În privința influenței debitului de apă G_w, pentru restul condițiilor aceleași, se constată o creștere a unghiului de pulverizare pe măsura creșterii debitului (v. curbele *1* și *3* sau și *4* din fig. 5, de exemplu). Această influență, de altfel destul de redusă, se explică prin grosimea stratului

pelicular format pe cupa de pulverizare ; la debite mai mari rezultă în consecință picături mai mari, cu forțe de inerție mai mari, mai greu de abătut din drumul lor de jetul de aer. Pe măsura reducerii turației scade componența tangențială și crește în importanță componența axială a curentului de combustibil care poate conduce la o reducere a unghiului de pulverizare prin creșterea debitului de combustibil (v. fig. 8, curbele *1* și *3* sau *4*, de exemplu).

— Distanța de aducere a combustibilului față de muchia de ieșire a cupei influențează în sensul micșorării unghiului de

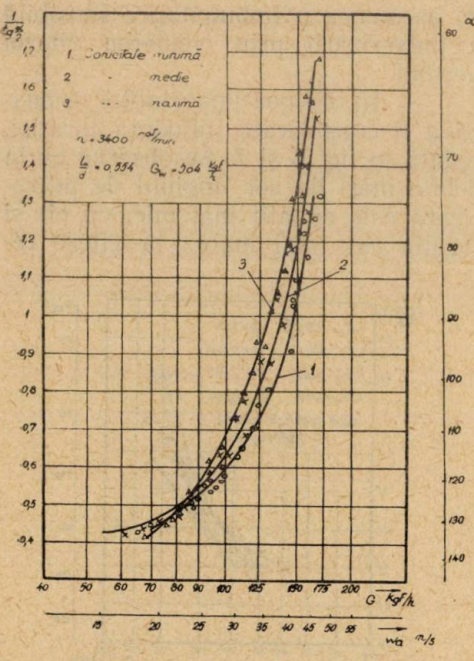


Fig. 9. Influența conicității cupei de pulverizare, la turații mari.

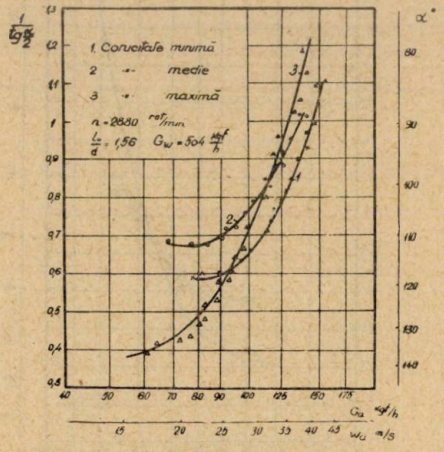


Fig. 10. Influența conicității cupei de pulverizare, la turații reduse.

pulverizare prin reducerea distanței amintite (v. fig. 5 și 8, curbele *1* și *2* sau *3* și *4*), ceea ce se explică prin micșorarea componentei tangențiale a filmului de combustibil (drumul de antrenare, prin frecare, a filmului de combustibil în mișcarea de rotație a cupei se micșorează).

— În privința influenței conicității cupei de pulverizare este de observat că, în general, conicitățiile mai pronunțate conduc la unghiuri de pulverizare mai mici (v. fig. 9), ca rezultat al unei pulverizări mai fine a combustibilului, datorită unghiului mai mare de incidență, între jetul de combustibil și cel de aer. Pe măsură reducerii debitului de aer, pulverizarea se înrăutățește și unghiul jetului tinde spre aceleași valori pentru toate conicitățile sau poate varia în sens invers (crește prin creșterea conicității (v. fig. 10). Înrăutățirea pulverizării la conicitățile mai mari poate fi explicată prin acțiunea de frînare a legii ariilor care reduce componenta tan-

gențială finală a jetului de combustibil. Componenta radială a vitezei de înaintare a combustibilului contribuie de asemenea la creșterea unghiului cu creșterea conicității.

4. CONCLUZII

Pe baza celor de mai sus, rezultă că la injectoarele rotative de tipul celui studiat, unghiul de pulverizare poate fi variat în limite foarte largi (55°+150°), acționînd fie asupra vitezei aerului insuflat, fie asupra turației, fie asupra conicității cupei de pulverizare etc.

După cum s-a mai amintit, influența cea mai puternică o are viteza aerului insuflat. Pentru a se putea trage concluzii asupra oportunității reducerii vitezei aerului, în vederea măririi unghiului de pulverizare, trebuie să se aibă în vedere și influența acesteia asupra fineței de pulverizare, studiu încă neabordat sub latura cantitativă.

Este de observat că înrăutățirea fineței de pulverizare prin reducerea vitezei de insuflare a aerului se poate compensa printr-o mărire corespunzătoare a turației. Viteza aerului și turația de antrenare a cupei apar drept parametrii fundamentali pentru determinarea atît a unghiului cît și a finetei de pulverizare.

În privința conicității cupei de pulverizare, mărirea acesteia nu aduce avantaje esențiale, ci dimpotrivă, datorită acțiunii legii ariilor care reduce componenta tangențială a stratului de combustibil de pe pereții cupei. Cupele de pulverizare cu suprafețele interioare cilindrice sau ușor conice sînt de preferat.

În soluția actuală a picurării combustibilului, nu este indicat a se acționa — în vederea varierii unghiului de pulverizare — nici asupra distanței de aducere a combustibilului față de marginea cupei, deoarece reducerea acestei distanțe micșorează componenta tangențială a jetului de lichid și, în consecință, înrăutățește pulverizarea. Sub acest aspect apare indicată ca distanța amintită să fie maximă sau cel puțin mai mare decît o valoare limită minimă a cărei determinare poate constitui eventual obiectul unor studii viitoare. Realizarea cupei de pulverizare sub forma prezentată în fig. 11 apare mult mai indicată deoarece se imprimă combustibilului viteza unghiulară a cupei încă din momentul picurării, ceea ce mărește componenta tangențială a filmului de combustibil și reduce grosimea peliculei, îmbunătățind finețea pulverizării. În același timp lungimea cupei poate fi mai redusă.

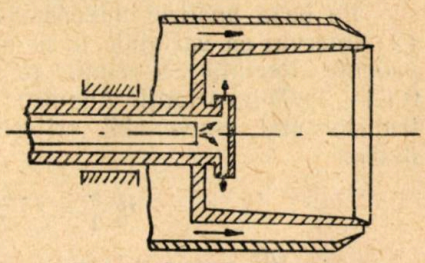


Fig. 11. Cupa de pulverizare îmbunătățită.

În încheierea acestui studiu este de observat că variația unghiului de pulverizare în exploatarea injectorului cercetat prin variația sarcinii aces-

tuia, poate fi corectată prin variația corespunzătoare a debitului aerului insuflat. (La debite mai mari de combustibil sînt necesare și debite de aer mai mari.)

5. GENERALIZAREA REZULTATELOR OBȚINUTE

Din studiul experimental prezentat, rezultă că unghiul de pulverizare se află sub influența simultană a unui număr mare de factori, dintre care în lucrarea de față au fost considerați, viteza aerului, turația de antrenare, debitul combustibilului, distanța de curgere a combustibilului față de muchia de ieșire a cupei și conicitatea cupei. În afara acestora, unghiul de pulverizare mai poate depinde de diametrul cupei și de proprietățile fizice ale combustibilului și anume de greutatea specifică, de vîscozitatea și de tensiunea superficială a acestuia.

Problema determinării unghiului de pulverizare sub influența diferiților factori se rezumă așa dar, la stabilirea funcției

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = f(d,\ w_a,\ n,\ G_w,\ l_0,\ \gamma,\ \nu,\ \sigma,\ \delta) \tag{2}$$

unde

d reprezintă diametrul cupei de pulverizare, în m,
w_a este viteza de insuflare a aerului, în m/s,
n — turația, în rot/min,
G_w — debitul de combustibil, în kgf/h,
l_0 — distanța picăturii combustibilului față de muchia de ieșire a cupei, în m,
γ — greutatea specifică a combustibilului, în kgf/m^3,
ν — vîscozitatea cinematică a combustibilului, în m^2/s,
σ — tensiunea superficială a combustibilului, în kgf/m,
δ — unghiul de conicitate al cupei, în grade sau radiani.

Studiul unei astfel de dependențe se poate simplifica considerabil și rezultatele cercetării pot fi generalizate prin aplicarea teoriei similitudinii.

Pe baza analizei dimensionale (teorema π), se observă că în relația (2) intervin ca variabile nouă mărimi, dintre care numai trei pot fi independente. Rezultă că relația (2) poate fi transformată într-o funcție de $9+1-3=7$ invarianți. Admițînd ca variabile independente d, n și G_w și transformînd convenabil criteriile adimensionale obținute, ecuația (2) devine

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = f\left(\frac{l_0}{d},\ \frac{w_a}{u},\ \mathrm{Re},\ \mathrm{II}_1,\ \mathrm{II}_2,\ \delta\right) \tag{3}$$

unde $u = \dfrac{\pi dn}{60}$ este viteza periferică a cupei de pulverizare, în m/s,

$$\mathrm{Re} = \frac{ud}{\nu},\quad \mathrm{II}_1 = \frac{G_w}{d\eta g} \quad \text{și} \quad \mathrm{II}_2 = \frac{\gamma d^2}{\sigma}.$$

În conformitate cu relația (3), dacă în curbele experimentale ridicate, care pot fi construite cu ușurință pe baza ecuației (1′) și constantelor din tabela 1, se va schimba scara absciselor astfel încît în locul lui w_a să avem

w_a/u și, dacă pe fiecare curbă obținută se va înscrie în locul lui n, l_0 și G_w mărimile adimensionabile corespunzătoare $\mathrm{Re}=\frac{ud}{\nu}$, $\frac{l_0}{d}$ și $\Pi_1=\frac{G_w}{d\eta g}$, curbele adimensionale rezultate vor avea un caracter general, putînd fi aplicate oricărui injector similar și pentru orice combustibil.

În privința invariantului $\Pi_2=\frac{\gamma d^2}{\sigma}$, variația acestuia poate fi realizată fie prin schimbarea fluidului pulverizat, fie numai prin modificarea diametrului cupei.

ВЛИЯНИЕ ГЛАВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА УГОЛ РАСПЫЛИВАНИЯ ВРАЩАЮЩИМСЯ СОПЛОМ

(РЕЗЮМЕ)

Работа приводит экспериментальные исследования по определению влияния скорости воздуха, числа оборотов, расхода топлива и расстояния между соплом и выходной кромкой ковша, на угол распыливания вращающимся инжектором типа »СТЯУА РОШИЕ«.

Устанавливается зависимость угла распыливания от расхода или скорости воздуха и от других параметров, а также находится самый подходящий метод превращения струи. Устанавливаются инварианты подобия, которые могут иметь место в случае вращающегося инжектора и указывается, что по этим инвариантам можно начертить безразмерные переменные характеристики для подобных инжекторов, независимо от природы горючего.

Указывается переход от обычных экспериментальных характеристик к безразмерным.

INFLUENCE DES PRINCIPAUX PARAMÈTRES SUR LES ANGLES DE PULVÉRISATION D'UN INJECTEUR ROTATIF

(RÉSUMÉ)

On examine expérimentalement l'influence de la vitesse de l'air insufflé, du nombre des tours, du débit de combustible et de la distance de transport du combustible par rapport au bord d'issue de la coupe sur l'angle de pulvérisation d'un injecteur rotatif type „Etoile Rouge".

On établit la relation entre l'angle de pulvérisation et le débit ou la vitesse de l'air insufflé pour différentes valeurs des autres paramètres et on conclut sur les méthodes les plus indiquées de commande du jet de combustible.

On établit les invariants de similitude qui peuvent intervenit dans le cas des injecteurs rotatifs et l'on montre que sur cette base on peut construire des caractéristiques adimensionnelles variables pour les injecteurs similaires, indépendamment de la nature de combustible utilisé. On montre la passage des caractéristiques dimensionnelles levées expérimentalement à celles adimensionnelles.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA ACȚIONĂRILOR CU VOLAN CU O INSTALAȚIE DE LABORATOR

DE

M. BRAȘOVAN, V. VĂZDAUȚEANU, E. SERACIN, M. PRODAN

Lucrare comunicată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961.

1. Este cunoscut faptul că dimensionarea corectă a unei acționări prezintă importanță sub aspect tehnic și economic. În cazul acționărilor cu volan, alegerea datelor motorului de acționare este legată de stabilirea momentului de inerție al maselor în mișcare. În acest scop, în literatura tehnică sînt indicate metode de proiectare ale acționărilor cu volan, care se bazează în general pe calcule de tatonare. Pentru a verifica diferitele procedee de calcul, se pot face măsurători asupra instalațiilor industriale existente. În aceste condiții, determinările experimentale se limitează de obicei la anumite situații de funcționare, deoarece schimbarea parametrilor acționării este dificil de realizat.

Ținînd seama de cele arătate mai sus, în laboratorul catedrei de Utilizările energiei electrice de la facultatea de Electrotehnică din Timișoara, s-a realizat o instalație pentru studiul experimental al acționărilor cu volan. Instalația constituie o încercare de a realiza un model de acționare cu volan, care să permită schimbarea parametrilor acționării, adică : valoarea momentului de inerție a volanului, forma caracteristicilor mecanice, valoarea cuplului rezistent, timpul de lucru și de pauză etc. Realizînd modelele în laborator, s-ar putea face cercetări experimentale cu mai multă eficiență asupra acționărilor cu volan, în scopul alegerii soluțiilor optime.

În lucrarea de față se prezintă instalația amintită mai sus și unele rezultate obținute în urma determinărilor experimentale.

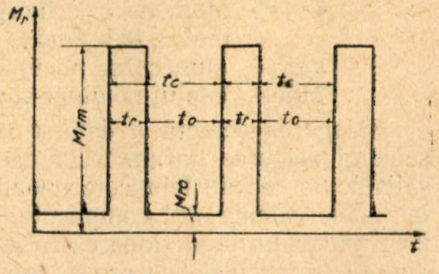


Fig. 1. Diagramă de sarcină sub formă de șocuri.

2. Instalația a fost astfel concepută încît să se realizeze diagrame de sarcină sub formă de lovituri, așa cum se arată în fig. 1, pentru a urmări în aceste condiții funcționarea motorului de acționare și rolul volanului. Regimul de lucru este intermitent, ciclul fiind compus dintr-o perioadă de mers în sarcină, de durată t_r secunde și o perioadă de mers în gol, de durată t_0 secunde. La determinările experimentale prezentate în lucrare s-a ales $t_r = 1{,}1$ s și $t_0 = 2{,}5$ s. În ce privește cuplul rezistent (static), acesta obține în

intervalul de lucru valoarea maximă M_{rm}, iar în intervalul de mers în gol valoarea M_{r0}. Pentru a scoate în evidență rolul volanului, cuplul M_{rm} s-a ales mai mare decît cuplul de răsturnare al motorului asincron de acționare. Cuplul M_{r0} s-a determinat experimental.

3. În cazul cînd acționarea se face prin motor asincron, care este mașina cea mai răspîndită în industrie, pentru a simplifica studiul teoretic al acționării se aproximează o dependență liniară între cuplul M și alunecarea s. Această aproximație conduce la erori cu atît mai mari, cu cît cuplul maxim M_m, dezvoltat de motor în timpul funcționării, se apropie mai mult de cuplul de răsturnare M_k. Considerînd o diagramă a cuplului rezistent de forma celei din fig. 1 și o caracteristică $M=f(s)$ liniară, se obține pentru cuplul dezvoltat de motorul de acționare o curbă de variație exponențială, de forma

$$M=M_{r0}\varepsilon^{-\frac{t}{T}}+M_{rm}(1-\varepsilon^{-\frac{t}{T}}) \tag{1}$$

respectiv pentru alunecare

$$s=s_{r0}\varepsilon^{-\frac{t}{T}}+s_{rm}(1-\varepsilon^{-\frac{t}{T}}) \tag{2}$$

unde, s_{r0} și s_{rm} sînt alunecările aparținătoare cuplurilor M_{r0} și M_{rm} de pe caracteristica $M=f(s)$ corespunzătoare rezistenței circuitului rotoric, iar T este constanta electromecanică de timp a acționării.

Se observă din relația (1) că în cazul unei anumite diagrame a cuplului rezistent, alura de variație a cuplului la arborele motor depinde numai de constanta T, exprimată prin relația

$$T=\frac{\Omega_0\theta s_N}{M_N} \text{ secunde} \tag{3}$$

în care:

Ω_0 este viteza unghiulară sincronă a motorului asincron, în 1/s,
θ — momentul de inerție al maselor în rotație redus la arborele motor, în kgfms^2,
s_N — alunecarea nominală și
M_N — cuplul nominal al motorului de acționare, în kgfm.

Alegerea corectă a datelor motorului de acționare și a volanului înseamnă alegerea parametrilor care apar în relația (3), astfel, încît să fie satisfăcute cerințe tehnico-economice. Ori, soluțiile posibile sînt numeroase, iar unele calcule sînt complicate, cum ar fi spre exemplu verificarea încălzirii motorului de acționare; în aceste cazuri se recurge la o serie de aproximații în calculele de proiectare. Numărul ipotezelor de aproximare crește și mai mult dacă se ține seamă că mărimile t_r, t_0 și M_{rm} (fig. 1) pot varia de la o lovitură de sarcină la alta.

Pe baza celor arătate mai sus, cum și a celor expuse la pct. 1, rezultă utilitatea verificării metodelor de calcul cu instalații experimentale de laborator, care să permită efectuarea de măsurători în diferite condiții de funcționare.

4. Schema instalației realizată în laborator este arătată în fig. 2. Notațiile folosite au următoarea semnificație :

M_1 — motorul asincron de acționare ; puterea nominală a mașinii este de 4 kW și turația 940 rot/min ;

G — generator de curent continuu cu excitația în paralel și statorul mobil, asigurînd astfel posibilitatea măsurării directe a cuplului ; puterea nominală a mașinii fiind 10 kW, motorul M_1 poate fi încărcat cu o sarcină sub formă de șocuri ;

V_1 și V_2 — volane legate rigid cu arborele motorului de acționare și folosite pentru a mări momentul de inerție al maselor în mișcare ; momentul total de inerție, în cazul funcționării cu ambele volane a fost $\theta = 30{,}5\ \theta_r = 0{,}4204$ kgfms^2, unde θ_r este momentul de inerție al rotorului mașinii M_1 ;

M_2 — motor asincron identic cu M_1, care s-a folosit pentru a ajuta mașina M_1 numai la ridicarea caracteristicii generatorului G (punctul 3) ; la măsurători, mașina M_2 a avut rolul de lagăr, pentru a susține volanul V_2 din ambele părți ;

GT — generator tahometric pentru măsurarea turației, respectiv a alunecării ;

R_1 — rezistență folosită pentru a obține funcționarea motorului M_1 pe diferite caracteristici mecanice ;

R_2 — rezistență de încărcare ;

L — contactor pentru curent continuu ;

$1Rt$ și $2Rt$ — relee de timp ;

RT — releu intermediar.

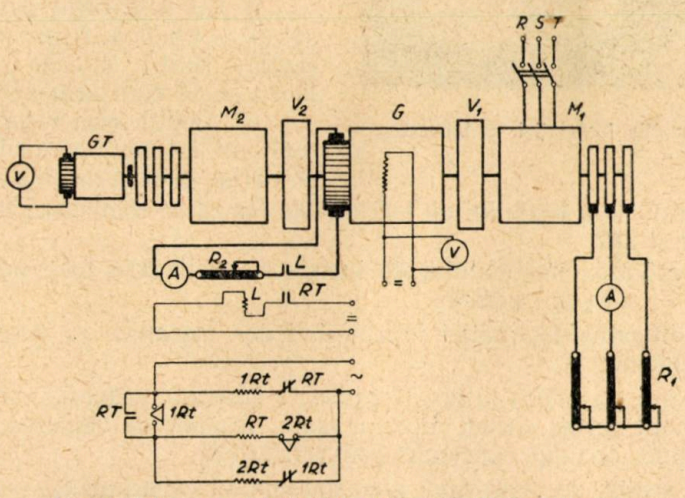


Fig. 2. Schema instalației folosită ca model de acționare.

Funcționarea instalației are loc astfel :

Motorul M_1 antrenează generatorul G, care produce cuplul rezistent. O anumită încărcare a generatorului G se stabilește cu ajutorul rezistenței R_2.

Prin închiderea şi deschiderea succesivă a circuitului rotoric al maşinii G cu ajutorul contactului normal deschis L, s-a realizat diagrama de sarcină din fig. 1. La mers în sarcină contactul L este închis iar la mers în gol L este deschis.

Funcţionarea intermitentă a generatorului G se obţine prin intermediul contactorului L, comandat de releele $1Rt$, $2Rt$ şi RT. Prin conectarea la reţeaua de curent alternativ, bobina releului $1Rt$ fiind alimentată, contactul normal închis $1Rt$ se deschide, iar contactul temporizat $1Rt$ se va închide după t_0 secunde, permiţînd alimentarea bobinei releului RT. Acesta închide întîi contactul normal deschis RT legat în paralel cu $1Rt$, asigurînd alimentarea bobinei RT în continuare şi apoi deschide contactul normal închis RT întrerupînd alimentarea bobinei $1RT$. În acelaşi timp, prin închiderea contactului normal deschis RT din circuitul bobinei L se comandă închiderea contactului L. Bobina $2Rt$ fiind alimentată prin contactul normal închis $1Rt$, contactul temporizat $2Rt$ întrerupe după t_r secunde alimentarea bobinei RT. Contactele releului RT revenind în poziţie normală se întrerupe alimentarea contactorului L şi a releului $2Rt$ iar bobina $1Rt$ e legată din nou la reţea etc. Trebuie adăugat că alcătuirea schemei de comandă automată a fost condiţionată de aparatajul existent.

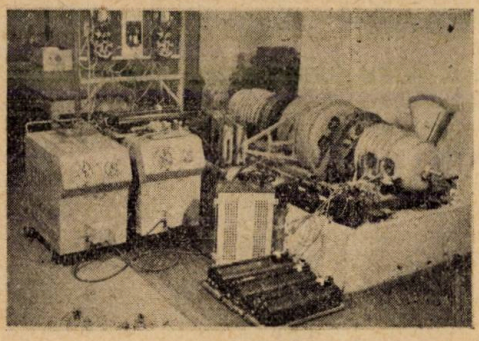


Fig. 3. Dispoziţia instalaţiei în laborator.

Dispoziţia maşinilor, volanelor şi a aparatelor de comandă automată se pot urmări în fig. 3.

5. Cu instalaţia descrisă mai sus se pot ridica diagrame de funcţionare pentru diferite condiţii de lucru, după cum urmează:

a) Modificarea valorii cuplului rezistent în timpul perioadei de lucru se obţine prin rezistenţa R_2.

b) Modificarea timpului de lucru şi de pauză se realizează prin releele de timp $1Rt$ şi $2Rt$.

c) Modificarea momentului de inerţie se realizează folosind cîte unul din volanul V_1 şi V_2 sau ambele.

d) Modificarea înclinaţiei caracteristicilor mecanice se poate face cu ajutorul rezistenţei R_1.

După cum s-a arătat la pct. 3, pentru o anumită curbă de variaţie a cuplului rezistent, forma curbei cuplului motor depinde de valoarea constantei electromecanice de timp, exprimată prin relaţia (3).

Ţinînd seama de acest fapt, s-au determinat experimental curbe de variaţie ale cuplului dezvoltat de motor pentru diferite valori ale constantei electromecanice de timp, în cazul unei diagrame de sarcină sub formă de şocuri. Constanta T s-a modificat prin schimbarea valorii momentului de inerţie θ respectiv prin schimbarea alunecării nominale s_N, lucrînd pe diferite caracteristici mecanice (fig. 4).

Curba de variație a cuplului în funcție de timp, $M=f(t)$, s-a determinat din curba de variație a alunecării, $s=f(t)$ și din caracteristicile mecanice ale motorului asincron, $M=f(s)$. Diferitele curbe $s=f(t)$ s-au înregistrat cu oscilograful mecanic, cu ajutorul generatorului tahometric GT [4]. Caracteristicile $M=f(s)$ s-au ridicat măsurînd direct cuplul cu generatorul de frînă G cu statorul mobil.

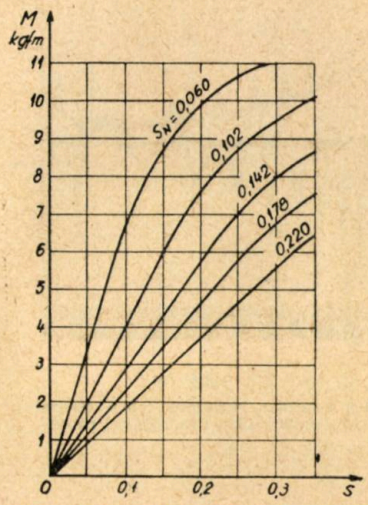


Fig. 4. Caracteristica naturală și caracteristicile artificiale $M=f(s)$ ale motorului de acționare M_1.

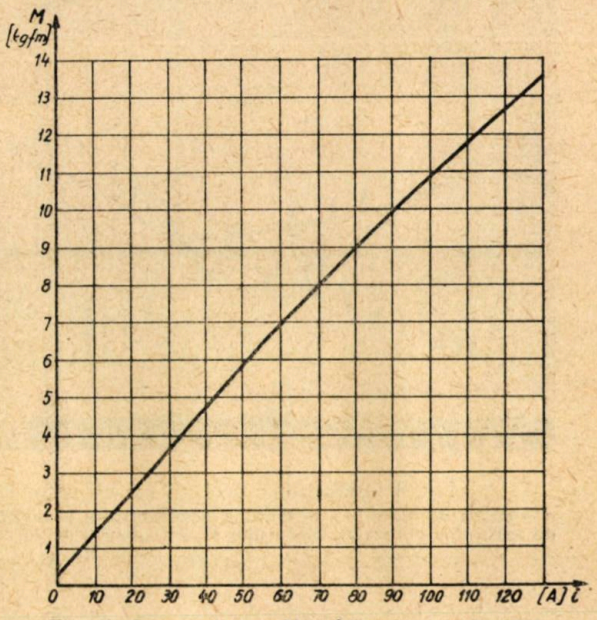


Fig. 5. Caracteristica $M_r=f(i)$ a generatorului de sarcină G.

Curba de variație a cuplului rezistent, $M_r=f(t)$, s-a determinat din curba de variație a curentului generatorului G (fig. 2), $i=f(t)$ și curba $M_r=f(i)$. Curba $i=f(t)$ s-a ridicat cu oscilograful mecanic, iar caracteristica $M_r=f(i)$ (fig. 5) s-a determinat măsurînd cuplul direct cu generatorul G. În timpul măsurătorilor fluxul generatorului s-a menținut constant.

Pentru a scoate mai bine în evidență variația cuplului motorului de acționare, s-a înregistrat cu oscilograful și curba de variație a curentului rotoric al motorului asincron.

În fig. 6 și fig. 7 sînt arătate două din oscilogramele ridicate, corespunzînd la constante de timp diferite. În cazul oscilogramei din fig. 6 constanta de timp este $T=1{,}105$ secunde, iar pentru cea din fig. 7, $T=2{,}38$ secunde. La anumite scări, curba a reprezintă cuplul rezistent, curba b alunecarea și curba c curentul din rotorul motorului asincron. Se poate considera că înfășurătoarea curbei c redă cu o oarecare aproximație variația cuplului motor din zona stabilă de funcționare. Din oscilograme se observă clar faptul bine cunoscut, că odată cu creșterea constantei de timp curba de variație a cuplului motor se aplatizează.

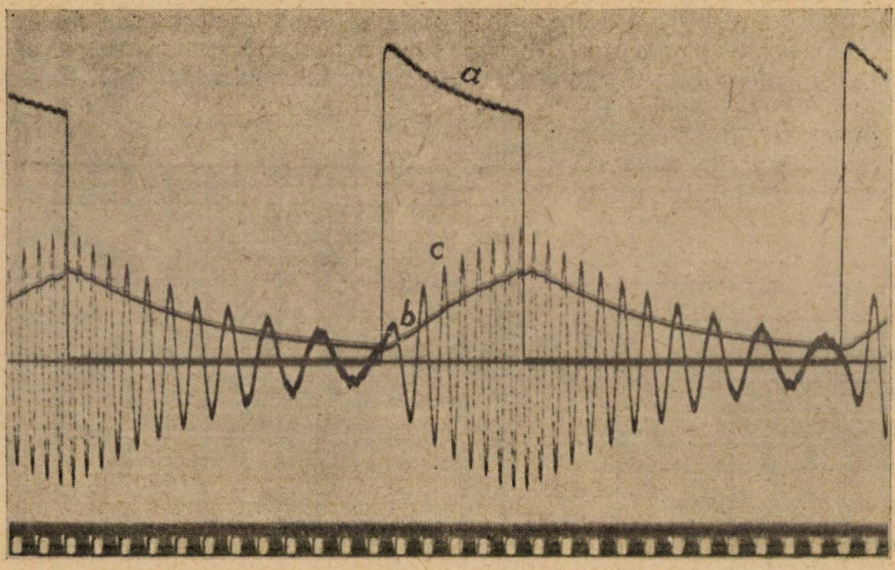


Fig. 6. Oscilogramă pentru T=1,105 secunde, în care s-a notat cu:
a — curba de variație a curentului generatorului *G* (adică a cuplului rezistent); *b* — curba de variație a alunecării motorului M_1; *c* — curba de variație a curentului din rotorul motorului M_1.

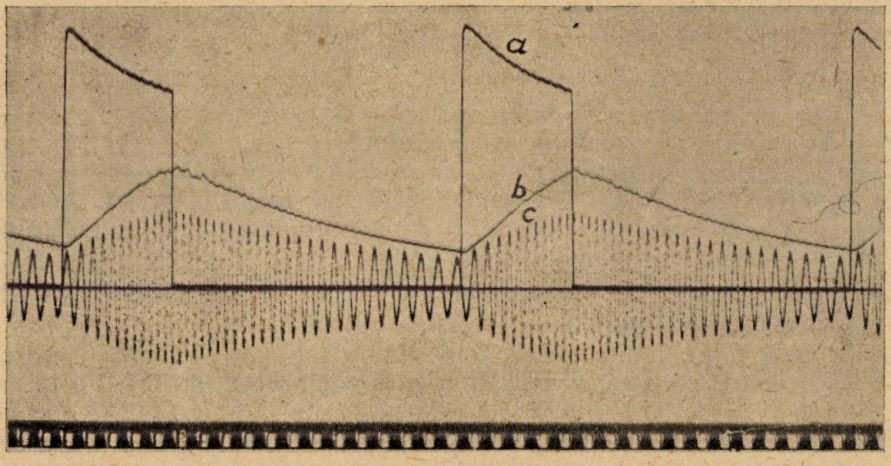


Fig. 7. Oscilogramă pentru T=2,38 secunde; curbele au aceeași semnificație ca și cele din fig. 6.

6. Pe baza oscilogramelor ridicate pentru diferite constante de timp (tabela 1) s-au reprezentat curbele de variație ale cuplurilor. În fig. 8 sînt arătate cîteva din diagramele determinate experimental.

Cu scopul de a face o apreciere cantitativă asupra determinărilor experimentale, s-a făcut o comparație cu rezultatele obținute prin calcule efectuate în aceleași condiții de lucru. Calculele s-au făcut prin metoda indicată în [3], considerînd o diagramă echivalentă, construită astfel :

În timpul de mers în sarcină (fig. 1), $t_r = 1{,}1$ s, cuplul rezistent s-a aproximat constant și egal cu valoarea medie obținută din diagramele ridi-

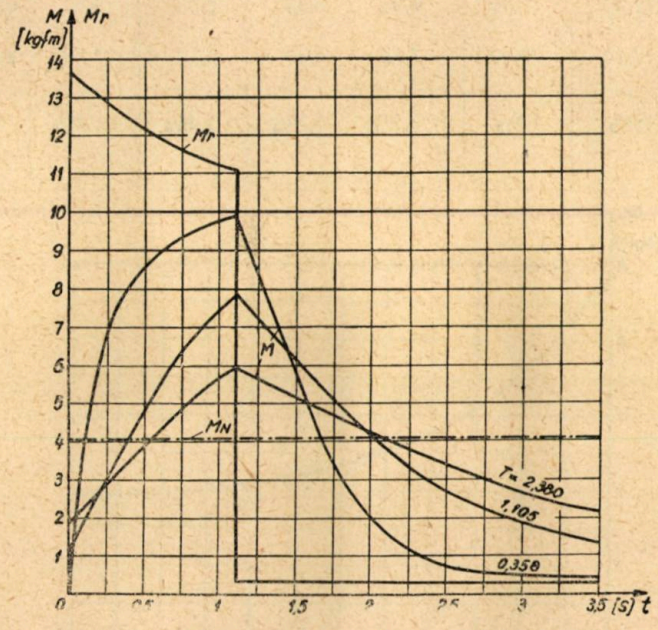


Fig. 8. Cîteva diagrame de variație ale cuplului dezvoltat de motor și cuplului rezistent, ridicate experimental.

cate experimental ($M_{rm} = 12{,}5$ kgfm). În perioada de mers în gol, cu $t_0 = 2{,}5$ s, cuplul rezistent a fost $M_{r0} = 0{,}3$ kgfm.

Din diagramele obținute s-au calculat cuplurile echivalente M_e și cuplurile maxime M_m. Valorile obținute pe baza măsurătorilor și cele rezultate prin calcul sînt arătate în tabela 1.

Se observă că valorile calculate diferă puțin față de cele obținute experimental. O diferență mai mare apare la M_m, numai pentru primele două valori mai mici ale constantei T. Aceasta se explică prin faptul că în calcule s-a considerat caracteristica $M = f(s)$ liniară ; ori, pentru valori care se apropie de cuplul de răsturnare alura curbei se depărtează tot mai mult de o dreaptă. Însă, în practică nu se lucrează în general în acest domeniu și chiar dacă s-ar lucra, mărimile obținute prin calcul sînt acoperitoare.

Tabela 1

T secunde	0,358	0,650	1,105	1,540	1,930	2,380	
M_e' kgfm	5,65	5,00	4,41	4,10	4,00	3,90	calculat
M_e'' kgfm	5,40	5,17	4,46	3,90	3,80	3,92	experimental
$\frac{M_e'-M_e''}{M_e'}100$	4,4%	−3,4%	−1,1%	4,9%	5%	−0,5%	
M_m' kgfm	12,40	10,00	8,00	6,85	6,25	5,80	calculat
M_m'' kgfm	10,00	9,00	7,75	6,50	6,10	5,90	experimental
$\frac{M_m'-M_m''}{M_m'}100$	19%	10%	3,1%	5,1%	2,4%	−1,7%	

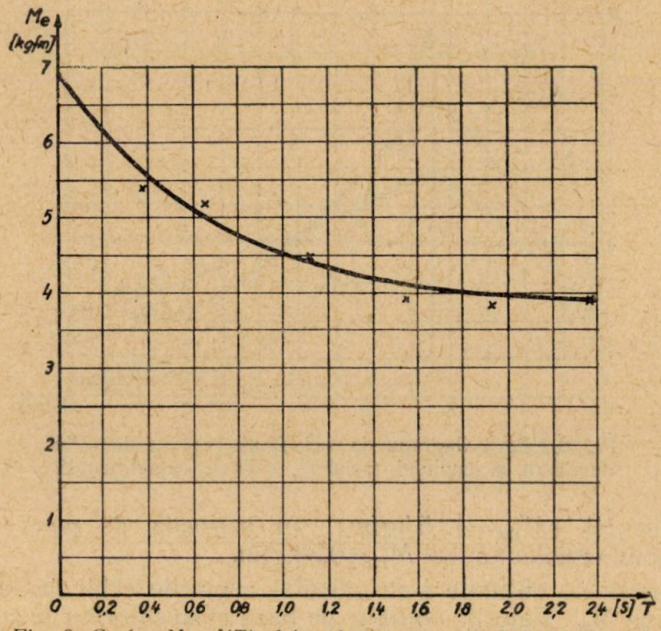


Fig. 9. Curba $M_e=f(T)$ determinată prin calcul [4]; punctele reprezintă valorile obținute experimental.

Pentru orientare trebuie amintit că cuplul nominal al motorului de acționare a fost $M_N=4{,}1$ kgfm.

În fig. 9 s-a reprezentat curba de variație a cuplului echivalent în funcție de timp, $M_e=f(T)$, obținută pe baza mărimilor calculate. Valorile obținute pe baza determinărilor experimentale sînt arătate prin puncte în aceeași figură.

7. Ținînd seama că rezultatele obținute experimental sînt apropiate de cele calculate, rezultă că instalația permite verificarea metodei de calcul utilizate.

Astfel, din fig. 9 și tabela 1 se observă că în cazul determinării cuplului echivalent abaterea maximă dintre rezultatele experimentale și metoda de calcul folosită a fost 5%. De asemenea, diferențele mai mari între cuplul maxim calculat și cel măsurat obținute pentru cele două constante de timp mai mici, au o explicație logică, după cum s-a arătat la punctul 4. În concluzie, instalația descrisă în lucrare și realizată în laborator poate fi considerată ca o primă încercare de a executa un model pentru acționările cu volan, care lucrează cu șocuri de forma celor arătate în fig. 1.

BIBLIOGRAFIE

1. Попов В. К., *Основы электропривода*, Госэнергоиздат, Москва, 1951.
2. Morozov D. P., *Principiile de bază ale dispozitivelor electrice de acționare* (traducere din l. rusă). Editura Tehnică, București, 1952.
3. Micloși V., Considerațiuni asupra efectului volanului în grupurile motor-generator cu sarcină intermitentă. Bul. Baz. Acad. R.P.R. Timișoara, nr. 1—2, 1957, p. 29—39.
4. Văzdăuțeanu V. și Seracin E., Probleme de acționare electrică la războaiele de țesut. Bul. șt. și tehnic al I.P.T., tom 2/16, 1957, p. 161—170.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ПРИВОДАМ С МАХОВИКОМ В ЛАБОРАТОРИИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся результаты полученные на лабораторной установке для исследования приводов с маховиком. Измерения показали, что установку можно считать первой попыткой изготовления модели приводов с маховиком, в случае если диаграмма нагрузок имеет вид равномерно повторяющихся ударов.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SUR LES COMMANDES À VOLANT AVEC UNE INSTALLATION DE LABORATOIRE

(RÉSUMÉ)

On présente les résultats expérimentaux obtenus avec une installation réalisée dans le laboratoire pour étudier les commandes à volant. A base des mesures faites, on conclut que l'installation peut être considérée comme un premier essai d'execution d'un modèle pour les commandes à volant, dans le cas où le diagramme de charge apparaît sous forme de chocs uniformément répétés.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ÎN LEGĂTURĂ CU PIERDERILE SUPLIMENTARE ÎN MAȘINILE ASINCRONE

DE

I. BĂBUȚIA și GH. TATU

Determinarea pierderilor suplimentare este necesară pentru calculul randamentului mașinei asincrone, după metoda pierderilor separate, prevăzută în STAS 1893-50.

Conform acestei metode, pentru calculul pierderilor în fier și al celor mecanice se utilizează procedeul de mers în gol ca motor, cu care ocazie se poate măsura curentul I_0 și puterea absorbită în gol de mașină, P_0. Scăzînd din P_0 pierderile joule, care se pot calcula, rezultă pierderile mecanice și cele în fier, a căror separare se poate face simplu și corect.

De asemenea, se pot calcula pierderile joule în statorul mașinei asincrone la mersul în sarcină, precum și pierderile joule din rotor.

În afară de pierderile amintite, în mașinile electrice se dezvoltă — atît la mersul în gol cît și în sarcină — pierderi suplimentare. Dacă pentru celelalte pierderi literatura de specialitate [1], [2] și standardele [3], [4] dau metodele de calcul, pentru pierderile suplimentare se precizează că se determină convențional, valoarea lor la toate sarcinile adoptîndu-se egală cu 0,5% din puterea absorbită (la motoare) [1].

Așa stînd lucrurile, înseamnă că în calculul randamentului — care este o caracteristică importantă a unei mașini electrice — există un compartiment ce nu este stăpînit pe deplin din punct de vedere teoretic : calculul pierderilor suplimentare.

În lucrarea de față se aduce o contribuție la studiul pierderilor suplimentare din motoarele asincrone cu rotorul bobinat și cu rotorul în scurtcircuit, prezentîndu-se constatările experimentale, întreprinse în decursul unui an de zile, asupra cîtorva tipuri de motoare fabricate de către întreprinderea Electromotor din Timișoara.

Analizînd rezultatele obținute la standul final — pe un lot de aproximativ 10 000 motoare — s-a constatat că, la marea majoritate a tipurilor de motoare asincrone, există exemplare ai căror parametri nu se încadrează în limitele stabilite anterior, pe baza probelor de tip. Efectuînd încercări de tip la aceste exemplare, s-au obținut caracteristici ca : randament și cuplu de pornire, inferioare celor impuse. De asemenea, încălzirea lor a depășit limita admisă de STAS 1893-50. Aceste performanțe necorespunzătoare ale motoarelor asincrone se datoresc în bună parte pierderilor suplimentare în sarcină [5].

Totodată, trebuie să se arate că la standul de încercări final se constată o dispersie mare a valorilor pierderilor în gol, la același tip de motor.

Deoarece, la un anumit tip de produs, s-a utilizat aceeași calitate de tablă silicioasă și măsurătorile s-au efectuat fără ventilator exterior, iar pierderile joule în bobinajul statorului variază în limite foarte restrînse, înseamnă că, neuniformitatea pierderilor în gol se datorește variației în limite largi a pierderilor suplimentare.

Intrucît este cunoscut din literatura de specialitate că valoarea pierderilor suplimentare depinde mult de procesul tehnologic utilizat la confecționarea rotorului, fapt subliniat în [6], [7], [8], atenția a fost îndreptată în mod special asupra acestei părți a mașinii.

Procedeul utilizat pentru a reduce pierderile suplimentare a constat în strungirea rotorului cu 0,1 mm pe diametru, în general, iar în unele cazuri chiar cu 0,25 mm pe diametru (vezi motorul TIS 7215-2 nr. 1685-33).

Printre cauzele reducerii pierderilor suplimentare, atît în gol cît și în sarcină, se situează micșorarea amplitudinii armonicilor tensiunii magnetomotoare [9], în urma strungirii rotorului și eliminarea parțială a scurtcircuitului dintre tolele rotorului, scurtcircuit care a fost destul de pronunțat în urma primei strungiri a rotorului, cînd s-a lucrat cu un avans, respectiv adîncime de tăiere, mai mari decît în cazul operației preconizată în lucrarea de față ca soluție tehnică pentru îmbunătățirea calității motoarelor asincrone.

REZULTATE EXPERIMENTALE

Pentru ca studiul intreprins să fie mai complet, s-a urmărit influența strungirii rotorului pe 5 tipuri de motoare, avînd puteri între 14 și 28 de kW, iar turații de 1 500 și 3 000 r/m, 2 tipuri fiind cu rotorul bobinat și celelalte cu rotorul în scurtcircuit.

1. Influența strungirii rotorului asupra pierderilor în gol

In tabela 1 sînt prezentate valorile pierderilor în gol, înainte și după strungire, precum și diferența dintre aceste valori, la tensiunea nominală a motoarelor de 380 V.

Tabela 1

Tipul motorului	Puterea kW	Turația r/min	N-rul seriei	*P*, W		Diferența W
				Înainte	După	
MIR 7-4	20	1 500	1 550—54	618	553	65
MIR 7-4	20	1 500	183 915	840	700	140
MIR 7-4	20	1 500	188 913	835	760	75
TIF 7-4	28	1 500	178 933	1 040	935	105
TID 6-4	14	1 500	1 533—158	705	600	105
TID 6-4	14	1 500	1 533—270	600	530	70
TIS 7-4	28	1 500	1 585—131	1 240	870	370
TIS 7-2	28	3 000	1 685—33	900	720	180
TIS 7-2	28	3 000	1 685—41	920	838	82

Se observă că valoarea cu cît s-au redus pierderile în gol depinde de tipul motorului și de mărimea creșterii intrefierului (TIS 7-2 nr. 1685-33 s-a strungit cu 0,25 mm pe diametru iar nr. 1685-41 numai cu 0,1 mm).

De asemenea, trebuie subliniat că, la unele motoare, scăderea pierderilor în gol depășește valoarea de 0,5% din puterea absorbită de motor, care, după cum s-a arătat, reprezintă pierderile suplimentare în sarcină conform STAS 1893-50.

Astfel, la motorul MIR 7-4 nr. 1889-15, pierderile în gol au scăzut cu 140 W, iar $0{,}005\,P_a = 114$ W, iar la motorul TID 6-4 nr. 1533-158 scăderea este de 105 W iar $0{,}005\,P_a = 78$ W. Acest fapt denotă, după cum remarcă și alți autori [6], [8], că formulele clasice, stabilite pentru calculul pierderilor suplimentare, conduc la valori inferioare celor reale.

2. Randamentul mașinei înainte și după strungirea rotorului

După cum s-a arătat la început, determinarea pierderilor într-o mașină electrică se impune în vederea calculării randamentului acestei mașini. Așadar este logic ca, prin reducerea pierderilor suplimentare, în urma strungirii rotorului, să se îmbunătățească randamentul mașinii. Acest fapt rezultă clar din tabela 2.

Tabela 2

Tipul motorului	Puterea kW	Turația r/min	N-rul seriei	Randamentul, %	
				Înainte	După
MIR 7-4	20	1 500	1 550—54	89,40	89,50
TIF 7-4	28	1 500	178 933	89,60	90,02
TID 6-4	14	1 500	1 533—270	88,60	89,35
TIS 7-4	28	1 500	1 585—131	89,20	90,70
TIS 7-2	28	3 000	1 685—33	89,80	90,75
TIS 7-2	28	3 000	1 685—41	90,25	90,60

Este demn de remarcat că la motorul de 28 kW 1 500 r/m, randamentul crește cu 1,5%.

3. Modificarea factorului de putere în urma strungirii rotorului

Desigur că, prin mărirea intrefierului, factorul de putere scade. În tabela 3 se pot vedea valorile factorului de putere înainte și după strungire, precum și valorile impuse de STAS 1764-56.

Se constată ușor că valorile factorului de putere după strungire nu scad sub valorile impuse de STAS 1764-56, decît la un singur tip de motor, care — înainte de strungire — era la limită. Dar și în acest caz valoarea lui cos φ rămîne superioară celei calculate ținînd seama de abaterile limită prevăzute în STAS 1893-50 pct. 97 ($\cos \varphi_{minim} = 0{,}830$).

Tabela 3

Tipul motorului	Puterea kW	Turația r/min	N-rul seriei	cos φ		Valoarea impusă
				Înainte	După	
MIR 7-4	20	1 500	1 550—54	0,872	0,863	0,855
TIF 7-4	28	1 500	178 933	0,880	0,866	0,860
TID 6-4	14	1 500	1 533—270	0,894	0,893	0,880
TIS 7-4	28	1 500	1 585—131	0,877	0,868	0,875
TIS 7-2	28	3 000	1 685—33	0,938	0,938	0,895
TIS 7-2	28	3 000	1 695—41	0,935	0,934	0,895

4. Variația alunecării prin strungire

Valorile alunecării obținute cu ocazia efectuării probelor de tip, la cele 5 tipuri de motoare studiate, sînt trecute în tabela 4.

Tabela 4

Tipul motorului	Puterea kW	Turația r/min	N-rul seriei	Alunecarea	
				Înainte	După
MIR 7-4	20	1 500	1 550—54	2,70	2,65
TIF 7-4	28	1 500	178 933	2,31	2,27
TID 6-4	14	1 500	1 533—270	3,44	3,17
TIS 7-4	28	1 500	1 585—131	3,10	2,88
TIS 7-2	28	3 000	1 685—33	2,20	1,93
TIS 7-2	28	3 000	1 685—41	2,00	1,95

Se observă că valorile alunecării după strungire sînt mai mici în toate cazurile.

5. Influența strungirii rotorului asupra încălzirii

Una din caracteristicile progresului tehnic este utilizarea cît mai judicioasă a materialelor active în mașinile electrice. Acest fapt implică reducerea rezervei la încălzire față de valorile admise de standarde și norme. Din acest punct de vedere metoda de strungire a rotorului aduce un aport însemnat, după cum se poate vedea în tabela 5, unde sînt trecute valorile încălzirii :

— bobinajul statoric, θ_{Cu1}

— bobinajul rotoric, θ_{Cu2}

înainte și după strungire, precum și diferența de încălzire $\Delta\theta_{Cu1}$, respectiv $\Delta\theta_{Cu2}$.

Este demn de remarcat că încălzirea bobinajelor a scăzut simțitor.

Se precizează că motorul MIR 7155-4 are ventilator interior, iar celelalte nu au. Deci scăderea încălzirii nu poate fi asociată cu îmbunătățirea ventilației rotorului prin mărirea intrefierului. Din contră, cedarea căldurii de la rotor spre stator este înrăutățită prin mărirea intrefierului.

Tabela 5

Tipul motorului	Puterea kW	Turația r/min	N-rul seriei	θ_{Cu1}		$\Delta\theta_{Cu1}$	θ_{Cu2}		$\Delta\theta_{Cu2}$
				Înainte	După		Înainte	După	
MIR 7-4	20	1 500	1 550—54	53,2	52,7	0,5	68,1	64,0	4,1
TID 6-4	14	1 500	1 533—270	78,1	67,4	10,7			
TIS 7-2	28	3 000	1 685—33	72,2	64,2	8,0			
TIS 7-2	28	3 000	1 685—41	73,1	63,2	9,9			

CONCLUZII

Legile fizice care guvernează fenomenul producerii pierderilor suplimentare fiind complexe, calculul acestor pierderi este aproximativ, iar valorile obținute sînt inferioare celor reale [6], [8].

Analizînd valorile pierderilor în gol — la un lot de aprox. 10 000 motoare asincrone de diferite tipuri — s-a constatat că aceste valori prezintă o mare dispersie precum și că există exemplare care nu se încadrează în limitele stabilite anterior pe baza încercărilor de tip.

Întrucît materialele active utilizate au fost aceleași, diferența dintre pierderile în gol ale motoarelor dintr-un anumit tip se datorește pierderilor suplimentare care depind mult — după cum se arată și în literatura de specialitate [6], [7], [8] — de procesul tehnologic utilizat la confecționarea rotorului.

Aplicînd strungirea rotorului s-a reușit să se reducă pierderile suplimentare, atît în gol cît și în sarcină, fapt care a determinat creșterea randamentului cu valori care depășesc 1%, la unele tipuri de motoare, iar încălzirea înfășurării statorului a scăzut cu 8—10 °C, la toate tipurile de motoare cu rotorul în scurtcircuit. Aceasta este o dovadă grăitoare a faptului că pierderile suplimentare în sarcină se reduc mult prin strungirea rotorului.

Este demn de remarcat că reducerea pierderilor suplimentare în gol depășește — la unele tipuri de motoare — valoarea de 0,5% din puterea absorbită, care reprezintă pierderile suplimentare în sarcină, evaluate convențional, după indicațiile literaturii de specialitate [1].

BIBLIOGRAFIE

1. G. K. Jerve, *Încercările industriale ale mașinilor electrice*, Ed. Tehnică, București, 1961.
2. V. Nurnberg, *Ispitanie electriceskih mașin*, Gosenergoizdat, Moscova-Leningrad, 1959.
3. STAS 1893-50.
4. GOST 183-55.
5. M. P. Kostenko, Elektriceskie Mașini (spec. ceast), M-L, 1949.
6. A. M. Odok, Stray Load Losses and Torques in Induction Machines, TAIEE, Part III, 1958, 77, p. 43—53.

7. P. I. Kaazik, Dobavocinie poteri v asinhronnih maşinah pri nagruzke, Trudi L.P.I. 1960, nr. 209, p. 281—299.
8. V. N. Nedelcu, Pierderi suplimentare în sarcină în maşinile asincrone. Electrotehnica, 1961, *12*, p. 423—432.
9. R. Richter, *Maşini electrice*, vol. IV, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1960.

ЭКСПЕРИМНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В СВЯЗИ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ПОТЕРЯМИ В АСИНХРОННЫХ МАШИНАХ

(РЕЗЮМЕ)

Установленно, что дополнительные холостые потери изменяются в широких пределах. Учитывая, что эти потери зависят от технологического процесса изготовления ротора, применилась повторная обточка. Таким образом повысился к.п.д. двигателей и понизился нагрев совместно с дополнительными потерями.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SE RAPPORTANT AUX PARTES SUPPLÉMENTAIRES DANS LES MACHINES ASYNCHRONES

(RÉSUMÉ)

On a constaté que les pertes à vide supplémentaires varient entre des limites larges.

Sachant que la valeur de ces partes dépend beaucoup du processus technologique utilisé pour la confection du rotor, on a procédé à son retournage.

De cette manière le rendement des moteurs s'est accru et on a réduit l'échauffement, arrivant ainsi à une diminution des pertes supplémentaires dans la charge.

DESPRE O POSIBILITATE DE MĂRIRE A RANDAMENTULUI SCHEMELOR CUADRIPOLARE UNIDIRECȚIONALE, CARE AU CA ELEMENT COMPONENT GENERATORUL HALL

DE

C. ȘORA

Lucrare prezentată în cadrul celei de a IX-a sesiuni științifice a cadrelor didactice 7—14.IV.62.

1. INTRODUCERE

Schemele cuadripolare unidirecționale, adică schemele la care transmisiunea puterii electromagnetice se face într-un singur sens, ocupă un loc important în literatura de specialitate din ultimul deceniu și îndeosebi din ultimii ani [3], [5], [6], [7], [8]. Comportarea schemelor cuadripolare unidirecționale se bazează în principal, pe nereciprocitatea de „fază" a unor elemente componente din schemele respective, numite giratori. Astfel, se poate aminti giratorul a cărui funcționare se bazează pe efectul giromagnetic al materialelor feromagnetice (ferite) și generatorul Hall (materiale semiconductoare).

O problemă de bază privind aplicarea în practică a schemelor cuadripolare unidirecționale o constituie randamentul lor. În prezenta lucrare ne propunem să analizăm problema randamentului schemelor cuadripolare unidirecționale care au ca element component generatorul Hall și în strînsă legătură cu aceasta, o posibilitate de mărire a randamentului. Problema prezintă o importanță deosebită dacă se ținea seama de faptul că randamentul generatorului Hall este foarte scăzut.

2. CONDIȚIILE DE FUNCȚIONARE ALE UNEI SCHEME CUADRIPOLARE, CU RANDAMENT MAXIM

2.1. Dacă se presupune că generatorul Hall, respectiv schemele cuadripolare care au ca element component generatorul Hall, debitează pe o sarcină ohmică, randamentul unei astfel de scheme este

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{U_2 I_2}{U_1 I_1}. \tag{1}$$

Acest randament este maxim atunci cînd rezistența de sarcină este egală cu impedanța caracteristică — imagine, corespunzătoare bornelor de ieșire.

În aceste condiţii ne interesează expresiile pentru constantele de propagare şi pentru randament.

2.2. Notînd cu $\| z \|$ matricea impedanţă şi cu $\| y \|$ matricea admitanţă a unui cuadripol liniar oarecare (fig. 1), avem :

$$\| z \| = \begin{Vmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{Vmatrix} \tag{2}$$

şi

$$\| y \| = \begin{Vmatrix} y_{11} & y_{12} \\ y_{21} & y_{22} \end{Vmatrix} \tag{3}$$

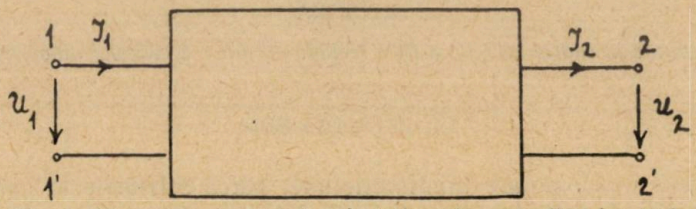


Fig. 1. Alegerea sensurilor de referinţă pentru curenţi şi tensiuni.

Expresiile impedanţei caracteristice z_c şi a impedanţelor caracteristice — imagine de intrare şi de ieşire z_{c_1} respectiv z_{c_2} în funcţie de elementele matricelor impedanţă şi admitanţă, sînt [1], [2],

$$z_c = \sqrt{-z_{11}z_{22} + z_{12}z_{21}} = \frac{1}{\sqrt{-y_{11}y_{22} + y_{12}y_{21}}} \tag{4}$$

$$z_{c1} = \frac{1}{s} z_c \tag{5}$$

$$z_{c2} = s z_c \tag{6}$$

unde s, factorul de nesimetrie, are expresia

$$s = \sqrt{-\frac{z_{22}}{z_{11}}} = \sqrt{-\frac{y_{11}}{y_{22}}}. \tag{7}$$

Dacă cuadripolul este alimentat pe la bornele $11'$ iar la bornele de ieşire $22'$ este conectată impendanţa caracteristică — imagine z_{c_2}, pentru constantă de propagare Γ_{12} se obţine expresia :

$$\Gamma_{12} = \frac{1}{2} \ln \frac{U_1 I_1}{U_2 I_2} = \ln \frac{\sqrt{-z_{11}z_{22}} + z_c}{z_{21}} = \ln \frac{\sqrt{-y_{11}y_{22}} + z_c^{-1}}{y_{21}} \tag{8}$$

iar randamentul este :

$$\eta = \frac{U_2 I_2}{U_1 I_1} = \left(\frac{1}{e^{\Gamma_{12}}} \right)^2. \tag{9}$$

În cazul alimentării cuadripolului pe la bornele $22'$, la bornele de ieșire $11'$ fiind conectată impendanța caracteristică — imagine z_{c_1}, se obține expresia :

$$\Gamma_{21} = \frac{1}{2} \ln \frac{U_2 I_2}{U_1 I_1} = \ln \frac{\sqrt{-z_{11} z_{22}} + z_c}{-z_{12}} = \ln \frac{\sqrt{-y_{11} y_{22}} + z_c^{-1}}{-y_{12}} \tag{10}$$

și

$$\eta = \frac{U_1 I_1}{U_2 I_2} = \left(\frac{1}{e^{\Gamma_{21}}} \right)^2 . \tag{11}$$

Expresiile obținute pentru constantele de propagare și pentru randament sînt generale, fiind valabile pentru orice cuadripol liniar, deci și pentru schemele cuadripolare unidirecționale.

2.3. Să aplicăm relațiile stabilite pentru schema cuadripolară unidirecțională cu rezistențe de șuntare longitudinale (fig. 2, *a*) și cu rezistență transversală (fig. 2, *b*).

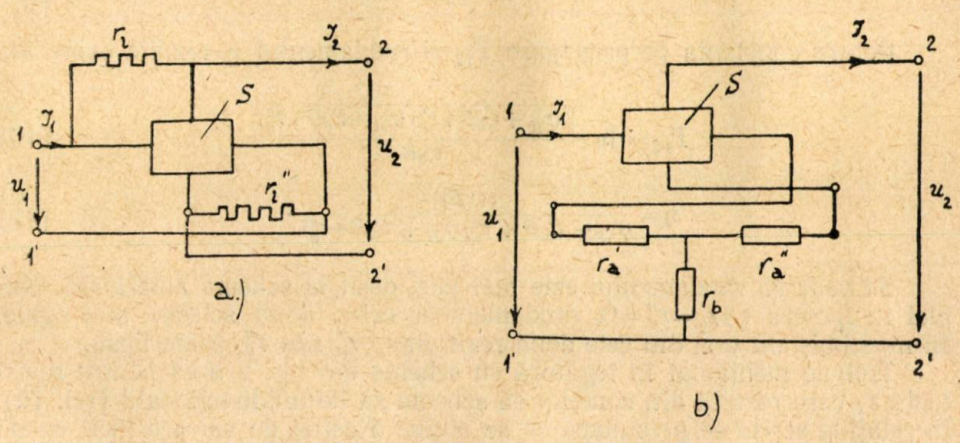


Fig. 2. Scheme cuadripolare unidirecționale :
a — cu rezistențe de șuntare longitudinale ; *b* — cu rezistență transversală.

Schema cu rezistențe de șuntare longitudinale devine unidirecțională dacă este îndeplinită condiția :

$$r_l = r_l' + r_l'' = \frac{r_{1i} r_{2i}}{C_0 B} + C_0 B \tag{12}$$

în care r_{1i} și r_{2i} reprezintă rezistență longitudinală și transversală a plăcii semiconductoare S, la inducția magnetică B considerată, iar C_0 este sensibilitatea în gol a generatorului Hall (cm^2/AS).

Deoarece $y_{12} = 0$ constanta de propagare $\Gamma_{c_2} = \infty$. Se poate releva cu această ocazie că impedanța caracteristică — imagine la o schemă cuadri-

polară unidirecțională este egală cu impedanța în gol respectiv scurtcircuit față de bornele respective, deoarece impedanța în gol este egală cu impedanța în scurtcircuit.

Dacă schema este închisă pe impedanța caracteristică — imagine z_{c_2}, pentru constanta de propagare Γ_{12} și randament, obținem expresiile (rel. 8—9).

$$\Gamma_{12} = \ln \frac{\sqrt{(r_{1i} + C_0B)(r_{2i} + C_0B)}}{C_0B} \tag{13}$$

și

$$\eta = \frac{(C_0B)^2}{(r_{1i} + C_0B)(r_{2i} + C_0B)}. \tag{14}$$

Pentru schema cuadripolară din fig. 2, *b*, care devine unidirecțională pentru

$$r_b = C_0B \tag{15}$$

Pentru constanta de propagare Γ_{12} și randamentul η, rezultă expresiile

$$\Gamma_{12} = \ln \frac{\sqrt{(r_{1i} + C_0B + r'_a)(r_{2i} + C_0B + r''_a)}}{C_0B} \tag{16}$$

$$\eta = \frac{(C_0B)^2}{(r_{1i} + C_0B + r'_a)(r_{2i} + C_0B + r''_a)}. \tag{17}$$

Se vede că randamentul este mai mic, decît la schema anterioară. Numai în ipoteza că $r'_a = r''_a = 0$, randamentele celor două scheme sînt egale. În mod obișnuit una din cele două rezistențe, r'_a sau r''_a poate lipsi..

Trebuie menționat în legătură cu schema din fig. 2, *a* că pentru rezistența r_l care rezultă din condiția că schema să fie unidirecțională (rel. 12), în relațiile scrise se presupune că se obține o astfel de valoare încît ea nu modifică potențialele dintre electrozii Hall. În acest sens, rezistența r_l trebuie să rezulte relativ mare față de rezistența longitudinală r_{1l} a plăcii. Această problemă se pune și în legătură cu alegerea rezistențelor r'_a sau r''_a la schema din fig. 2, *b* cu observația însă că valoarea lor nu intervine în condiții ca schema să fie unidirecțională (rel. 15). Relațiile scrise de asemenea mai presupun că, între electrozii Hall nu apare nici o diferență de potențial datorită unei așezări nesimetrice.

3. O POSIBILITATE DE MĂRIRE A RANDAMENTULUI SCHEMELOR CUADRIPOLARE UNIDIRECȚIONALE

Ideia măririi randamentului se bazează tocmai pe observația că o așezare nesimetrică a electrozilor Hall, poate fi favorabilă în acest scop. Într-o formă mai generală, vom spune că, existența unei diferențe de potențial între

electrozii Hall proporțională cu curentul de comandă și care acționează în sensul tensiunii Hall, are ca rezultat mărirea impedanței mutuale în gol z_{21} și a admitanței mutuale în scurtcircuit y_{21} și prin aceasta, conform relațiilor (8) și (9) se micșorează constanta de propagare, iar randamentul se mărește.

Notînd cu Δu diferența de potențial care apare între electrozii Hall ca urmare a unei așezări nesimetrice,

$$\Delta u = \zeta r_{1i} I_1 = \Delta r I_1 \tag{18}$$

în care Δr este rezistența corespunzătoare, la inducția considerată, ecuațiile generatorului Hall devin

$$\begin{aligned} U_1 &= r_{1i} I_1 + C_0 B I_2 \\ U_2 &= (C_0 B \pm \Delta r) I_1 - r_{2i} I_2 \end{aligned} \tag{19}$$

cu semnul plus sau minus, după cum diferența de potențial acționează în sensul tensiunii Hall sau în sens invers. Pe noi ne interesează primul caz.

Referindu-ne la schema cu rezistențe de șuntarea longitudinale și ținînd seama de rel. 19, condiția ca schema să devină — unidirecțională devine:

$$r_l = \frac{r_{1i} r_{2i}}{C_0 B} + (C_0 B + \Delta r). \tag{20}$$

Aplicînd relațiile (8) și (9), se arată în mod simplu că în acest caz, pentru constanta de propagare Γ_{12} și randament se obțin expresiile:

$$\Gamma_{12} = \ln \frac{2\sqrt{(r_{1i} + C_0 B)(r_{2i} + C_0 B)}}{2C_0 B + \Delta r} \tag{21}$$

și

$$\eta = \frac{(2C_0 B + \Delta r)^2}{4(r_{1i} + C_0 B)(r_{2i} + C_0 B)}. \tag{22}$$

Relația (22) arată că prin această metodă se poate obține o mărire simțitoare a randamentului. Dacă notăm cu η_0 randamentul schemei pentru $\Delta r = 0$ și cu η randamentul schemei pentru $\Delta r \neq 0$, din comparația relațiilor (14) și (22) se obțin:

$$\eta = \eta_0 \left(1 + \varepsilon + \frac{1}{4}\varepsilon^2\right) \tag{23}$$

în care s-a notat

$$\varepsilon = \frac{\Delta r}{C_0 B}.$$

MUSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1948

Particularizînd, se obţin de exemplu următoarele valori :

$$\Delta r = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \eta = \eta_0$$
$$\Delta r = C_0 B \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \eta = 2{,}25\,\eta_0$$
$$\Delta r = 2C_0 B \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \eta = 4\,\eta_0$$
$$\Delta r = 3C_0 B \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \eta = 6{,}25\,\eta_0$$
$$\Delta r = 4C_0 B \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \eta = 9\,\eta_0$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

În cazul schemei din fig. 2, *b*, condiţia ca ea să devină unidirecţională nu se schimbă.

Expresiile pentru constanta de propagare şi randament sînt :

$$\Gamma_{12} = \ln \frac{2\sqrt{(r_{1i} + C_0 B + r'_a)(r_{2i} + C_0 B + r''_a)}}{2C_0 B + \Delta r} \tag{24}$$

$$\eta = \frac{(2C_0 B + \Delta r)^2}{4(r_{1i} + C_0 B + r'_a)(r_{2i} + C_0 B + r''_a)}. \tag{25}$$

Se vede că şi în acest caz, randamentul schemei, faţă de situaţia că $\Delta r = 0$ (rel. 17 şi 25) creşte în acelaşi raport ca şi la schema cu rezistenţe longitudinale, deci este valabilă relaţia (23).

Creşterea randamentului prin mărirea lui Δr este limitată, deoarece nu se poate obţine o cădere de tensiune $\Delta u = \Delta r \cdot I_1$ mai mare decît diferenţa de potenţial aplicată între electrozii de comandă. Pe de altă parte rezistenţa Δr depinde de materialul şi dimensiunile plăcii semiconductoare. La aliajele intermetalice (InSb, InAs) se obţin valori relativ mici pentru Δr în comparaţie de exemplu cu germaniu şi siliciu.

Se poate considera că metoda descrisă pentru mărirea randamentului este specifică funcţionării generatorului Hall în scheme cuadripolare unidirecţionale.

BIBLIOGRAFIE

1. Cauer, *Theorie der wechselstromschaltungen* Akademie-Verlag, Berlin, 1954.
2. Feldkeller R., *Einführung in die Vierpoltheorie*, Verlag S. Heizel, Leipzig 1948.
3. Juze V. P., Tehniceskie primenenia effecta Holla. Poluprovodniki v nauke i tehnike II, Academia Nauk C.C.C.P.
4. Kuhrt F., Hartel W., Der Hallgenerator als Vierpol A.f.E. 43/1957/H 1. p. 1.
5. Mason N. P., Hewitt W. H., Wick K. F., Hall effect modulators and girators employng magnetic field independent orientation in germanium. Journal of Applied Physics 1953, 26 nr. 2, p. 166.
6. Prudhon M., Gyrateurs et systémes a sens unique Cables et Transmission 11/1957/nr. 1, p. 66.
7. Sora C., Despre nereciprocitatea generatorului Hall. Bul. Inst. Politehnic Timişoara T. 5(19), 1960, p. 129.
8. Şora C., Despre funcţionarea generatorului Hall în scheme cuadripolare unidirecţionale. Bul. Inst. Politehnic Timişoara, 1961.

В ВОЗМОЖНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ К.П.Д. ОДНОНАПРАВЛЕННЫХ ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНЫХ СХЕМ, ИМЕЮЩИХ В КАЧЕСТВЕ СОСТАВНОГО ЭЛЕМЕНТА ГЕНЕРАТОР ХОЛЛА

(РЕЗЮМЕ)

Генератор Холла, с точки зрения электрической схемы, представляет собой пассивный четырехполюсник с невзаимностью фаз. На этом свойстве основываются некоторые схемы, в которых передача электромагнитной силы производится в одном направлении.

В работе рассматривается возможность увеличения к.п.д. этих схемы, используя с этой целью даже несимметричное расположение электродов Холла.

SUR UNE POSSIBILITÉ D'AUGMENTATION DU RENDEMENT DES SCHÉMAS QUADRIPOLAIRES À SENS UNIQUE QUI ONT POUR ÉLEMENT COMPOSANT LE GÉNÉRATEUR HALL

(RÉSUMÉ)

Le générateur Hall, du p.d.v. du schéma électrique représente un quadripôle passif, avec non-réciprocité de phase. C'est sur cette propriété que se basent certains schémas quadripolaires à sens unique chez lesquels le transfert de l'energie électromagnétique se fait en sens unique.

Dans ce travail on discute la possibilité d'augmenter le rendement de ces schémas, en utilisant à cet effet le placement même non-symétrique des électrodes Hall.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA INFILTRAȚIEI ÎN REGIM PERMANENT PRIN BARAJELE ȘI DIGURILE DE BETON DE PĂMÎNT

DE

M. BILĂ

Construirea masivă a barajelor de pămînt a început în secolul trecut și în prezent ele se construiesc în toate țările în număr și de dimensiuni din ce în ce mai mari.

Numeroase baraje de pămînt construite au înălțimea peste 100 m. În țara noastră există posibilitatea executării pe o scară largă a barajelor de pămînt pentru creerea lacurilor de acumulare necesare irigațiilor, alimentării cu apă industrială cît și pentru folosințe hidroenergetice. Este cunoscută tehnologia executării barajelor de pămînt și nu vom reveni asupra ei.

Trebuie însă să reamintim faptul că din statisticile înregistrate, peste 45% din cazurile de avariere și distrugerea barajelor de pămînt s-au produs din cauza infiltrațiilor prin corpul barajului și 15% din cazurile de avariere au fost provenite din alunecările taluzelor provocate și acestea în bună parte de acțiunea apei de infiltrație.

Din cauză că materialele folosite pentru impermeabilizarea în ecrane și nuclee (argila, mîlul etc.) nu se găsesc totdeauna la locul de construcție iar folosirea nucleului din beton, pe lîngă faptul că este mai scump, prezintă și alte dezavantaje în timpul exploatării, am considerat necesar să studiez posibilitatea construirii barajelor de pămînt — din beton de pămînt.

(Betonul de pămînt este un amestec de pămînt cu ciment și apă).

În prezent betonul de pămînt se folosește pe scară largă în toată lumea în multe variante și scopuri (în special la construcția de drumuri și construcții civile).

Pînă în prezent în țara noastră nu s-au făcut încercări pentru folosirea betonului de pămînt la construcția barajelor și digurilor.

Datorită amestecului de ciment cu pămînt, proprietățile fizico-mecanice ale betonului de pămînt și coeficientul de infiltrație se îmbunătățesc așa cum o să vedem în cele ce urmează și ca urmare se pot reduce dimensiunile construcției.

PARTEA I-a

Prima parte a lucrării cuprinde determinarea coeficientului de infiltrație k și rezistențele la rupere prin compresiune pentru diferite dozaje de ciment, cu pămînt de o anumită granulometrie și cu o anumită umiditate.

Curba granulometrică a pămîntului pe care l-am folosit se dă în graficul 1.

Pentru determinarea lui k am confecționat două aparate (concepție proprie).

Aparatul nr. 1, fig. 1, *a* și fig. 1, *b* pentru determinarea coeficientului de infiltrație în probele de pămînt luate direct din teren fără amestec de ciment.

Aparatul nr. 2 din fig. 2 pentru determinarea coeficientului de infiltrație k în probele de beton de pămînt.

Aparatul nr. 1 se compune dintr-un cilindru metalic cu diametrul de 150 mm, și lungimea de 400 mm, cu care se ia proba nealterată din teren. După luarea probei de pămînt cilindrul se leagă cu ajutorul a două flanșe la două camere cilindrice dintre care una este pusă sub diferite presiuni prin intermediul unui tub care se leagă cu un vas cu apă ce poate fi deplasat pe un stativ la diferite înălțimi h.

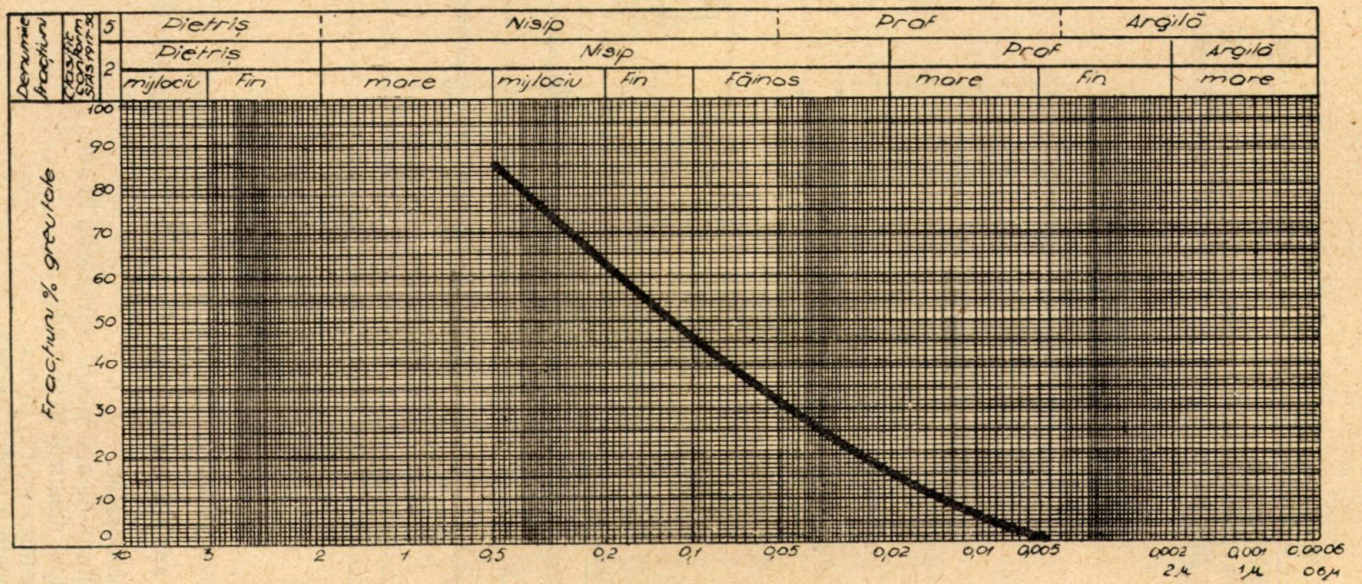
Cea de a doua cameră cilindrică colectează debitul infiltrat și-l descarcă într-un vas etalonat. Etanșarea între pereții tubului de probă s-a făcut cu chit și cu seu (pentru a nu avea infiltrații între pereții cilindrului și probă).

Aparatul nr. 2 se compune dintr-o cutie metalică cu secțiune pătrată 300/300 mm (c). La partea superioară cutia se închide cu o flanșă oarbă prinsă cu buloane și etanșată cu o garnitură de cauciuc (g). La partea inferioară cutia se termină cu un colector (p) în formă de trunchi de piramidă care colectează apa infiltrată prin probă și printr-un orificiu o descarcă într-un vas etalonat (v). Între partea paralelipipedă a cutiei și trunchiul de piramidă este sudată o plasă de sîrmă (s) care are scopul de a prinde proba. În capacul cutiei (flanșa oarbă) este sudat un tub metalic (t) care face legătura printr-un tub de cauciuc cu vasul de punere sub presiune (V) prevăzut cu prea plin, ce stă pe suportul (S) și care poate fi ridicat la diferite înălțimi h pe stativul (P). Proba are dimensiunile de 270/270 mm, pentru a putea fi ușor manevrată în cutie, iar spațiul dintre pereții cutiei și probă se înpană cu stinghii de lemn de brad (l). Etanșarea dintre pereții cutiei și probă se face cu chit sau seu (e).

CONFECȚIONAREA PROBELOR

Probele pentru determinarea coeficientului k le-am confecționat din amestecul de pămînt a cărui curbă granulometrică este dată în graficul nr. 1 și ciment P 400 la diferite dozaje cu un anumit factor apă ciment. Dimensiunile probelor sînt 270/270/50 mm. Decofrarea am făcut-o după 3 zile. Probele au fost încercate la infiltrație după 7 zile și după 28 zile — rezultatele le dăm în tabelul 1 și 2.

Compoziția granulometrică a pământului folosit la construcția barajului de beton de pământ



Graficul nr. 1.

Rezistența la rupere prin compresiune, din același beton de pământ, am determinat-o pe cuburi de 70,7/70,7/70,7 mm, după 7 zile și 28 zile. Rezultatele se dau în tabelul 3.

În total am confecționat 80 probe pentru infiltrații și 80 pentru rezistența la rupere, cîte 20 pentru fiecare dozaj. Umiditatea amestecului a variat de la 14—18%.

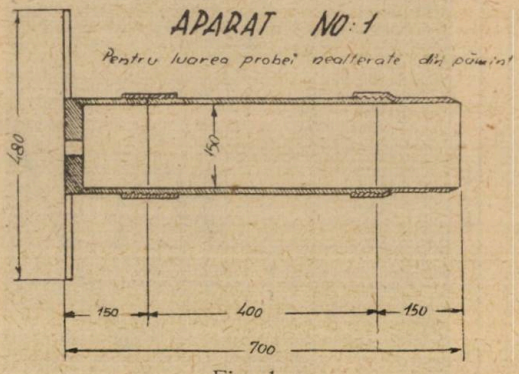


Fig. 1, *a*.

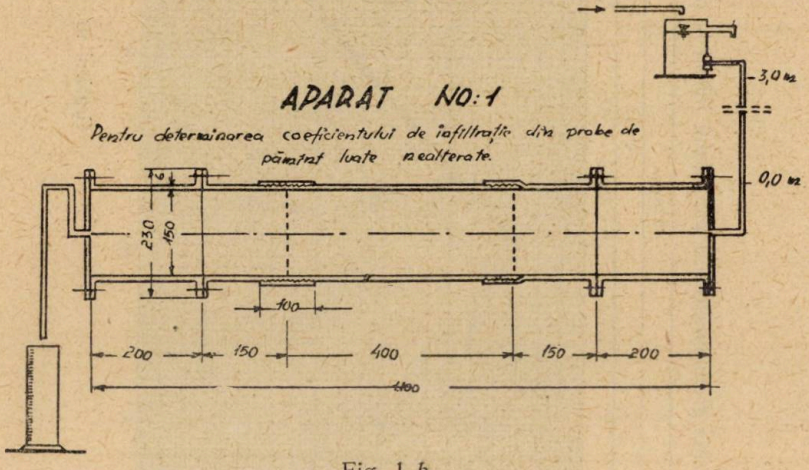


Fig. 1, *b*.

Pentru determinarea coeficientului k am folosit relația lui Darcy $k = \frac{V}{j}$ pe care am pus-o sub forma $k = \frac{V \cdot d}{S \cdot t \cdot h}$ în care relație toți parametrii se pot măsura în laborator.

V — volumul de apă trecut prin probă în cmc,
t — timpul măsurat în secunde,
d — grosimea probei în cm,
S — suprafața probei în cmp,
h — sarcina sub care e pusă proba în cm.

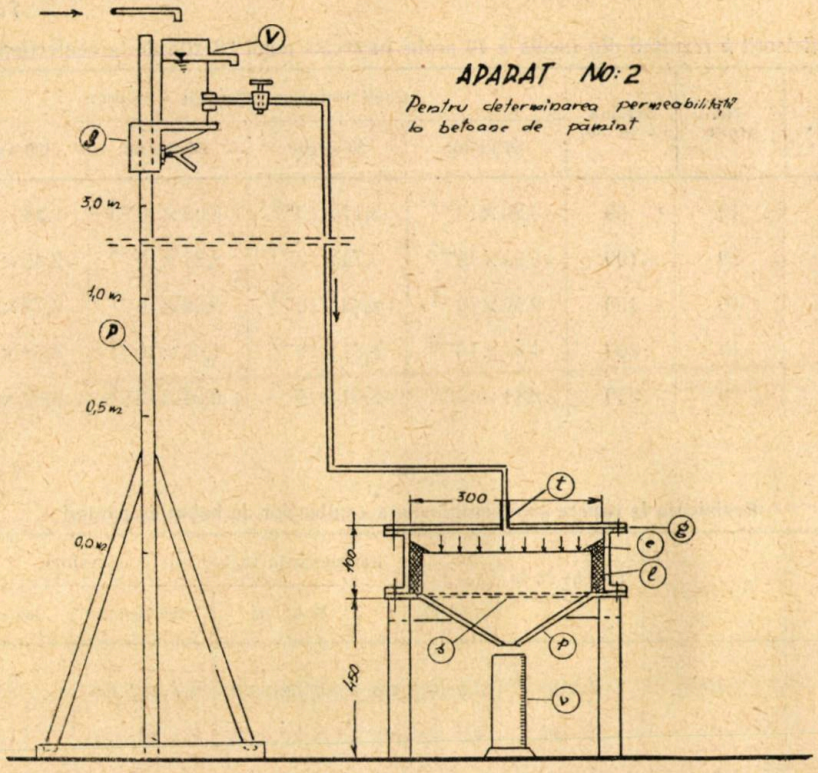


Fig. 2.

Tabela 1

Coeficienții k rezultați din media a 40 probe încercate după 70 zile de la confecționare

Nr. crt.	Nr. probe	Sarcina h în cm	Coeficientul de infiltrație k în cm/s			
			60 kg/mc	80 kg/mc	100 kg/mc	130 kg/mc
1	10	50	$1,83\times10^{-6}$	$7,38\times10^{-7}$	$2,01\times10^{-7}$	$6,14\times10^{-8}$
2	10	100	$2,05\times10^{-6}$	$8,05\times10^{-7}$	$3,20\times10^{-7}$	$7,01\times10^{-8}$
3	10	150	$2,41\times10^{-6}$	$8,35\times10^{-7}$	$4,14\times10^{-7}$	$7,75\times10^{-8}$
4	10	200	$2,83\times10^{-6}$	$9,09\times10^{-7}$	$4,41\times10^{-7}$	$7,83\times10^{-8}$
5	10	250	$3,21\times10^{-6}$	$9,62\times10^{-7}$	$5,01\times10^{-7}$	$8,01\times10^{-8}$

Tabela 2

Coeficienții k rezultați din media a 40 probe încercate după 28 zile de la confecționare

Nr. crt.	Nr. probe	Sarcina h în cm	Coeficientul de infiltrație k în cm/s			
			60 kg/mc	80 kg/mc	100 kg/mc	130 kg/mc
1	10	50	$8{,}20\times10^{-7}$	$3{,}17\times10^{-7}$	$8{,}02\times10^{-8}$	$1{,}23\times10^{-8}$
2	10	100	$8{,}92\times10^{-7}$	$3{,}75\times10^{-7}$	$8{,}27\times10^{-8}$	$2{,}45\times10^{-8}$
3	10	150	$9{,}56\times10^{-7}$	$4{,}83\times10^{-7}$	$9{,}32\times10^{-8}$	$3{,}77\times10^{-8}$
4	10	200	$1{,}01\times10^{-6}$	$5{,}61\times10^{-7}$	$1{,}02\times10^{-7}$	$4{,}51\times10^{-8}$
5	10	250	$2{,}11\times10^{-6}$	$6{,}91\times10^{-7}$	$2{,}31\times10^{-7}$	$5{,}92\times10^{-8}$

Tabela 3

Rezistența la rupere prin compresiune a cuburilor de beton de pămînt

Nr. crt.	Nr. probe	Timpul de la confecționare	Rezistența la rupere prin compresiune			
			60 kg/mc	80 kg/mc	100 kg/mc	130 kg/mc
1	10	7 zile	3,5 kg/cmp	4,6 kg/cmp	6,7 kg/cmp	9,01
2	10	26 zile	4,9 kg/cmp	6,8 kg/cmp	9,4 kg/cmp	11,9

Pentru fiecare sarcină h am efectuat cîte 10 măsurători în intervale de timp de la 2 la 24 ore probele fiind ținute tot timpul sub sarcină. (În tabele sînt date mediile măsurătorilor pentru a nu ocupa un spațiu prea mare).

Coeficientul de infiltrație k în probele de pămînt fără amestec de ciment pe care l-am determinat cu aparatul nr. 1 a avut valori $k=1\times10^{-2}—1\times10^{-}$, deci teren permeabil.

CONCLUZII

După măsurătorile făcute am ajuns la următoarele concluzii:

a) Prin amestecul pămîntului cu ciment în proporțiile stabilite coeficientul de permeabilitate se micșorează de la ($1\times10^{-2}—1\times10^{-4}$) la pămînturi permeabile pînă la $1\times10^{-7}—1\times10^{-9}$ cm/s ajungînd în limitele de permeabilitate admise.

b) Coeficientul de permeabilitate scade în funcție de dozajul de ciment la mc ajungînd în limitele admise între 1×10^{-6} cm/s la dozajul de 60 kg ciment/mc la 1×10^{-8} cm/s la dozajul de 130 kg ciment la mc.

c) Se observă o creștere a coeficientului de permeabilitate odată cu creșterea presiunii care nu este semnificativă în limitele sarcinilor studiate de noi.

d) La toate probele încercate s-a constatat o creștere în timp a coeficientului de permeabilitate sub sarcină constantă pentru ca după o perioadă de timp să rămînă constant. În încercările noastre am luat în considerare perioada în care k a rămas constant în timp.

e) Coeficientul de permeabilitate crește la betoanele cu dozaje de 60 și 80 kg ciment/mc dacă proba este supusă la uscare și umezire (proba scoasă de sub sarcină).

f) Rezultatele ruperii probelor prin compresiune arată o creștere simțitoare a rezistenței odată cu creșterea dozajului. Acest lucru este foarte important în privința alegerii profilului în baraj.

g) Rezistența depinde mult de conținutul de apă al betonului de pămînt dacă umiditatea crește rezistența scade.

PARTEA II-A

Conține cercetările experimentale asupra curbelor de infiltrație într-un baraj de pămînt fără amestec de ciment și printr-un baraj de beton de pămînt.

Barajul de beton de pămînt l-am construit dintr-un amestec de pămînt (a cărui curbă granulometrică este dată în graficul 1) cu ciment în cantitate de 100 kg/mc pus în operă.

Amestecul l-am făcut la uscat, fărămițînd bulgării de pămînt care avea o umiditate mică (pînă la 6%). Pentru a nu avea bulgări mari în betonul de pămînt am trecut pamîntul printr-un ciur cu ochiuri de 15 mm.

Amestecarea pămîntului cu cimentul s-a făcut prin lopătare pînă la omogenizare apoi la punerea în operă am adăugat apă pînă la umiditatea de 18%.

Compactarea am făcut-o în straturi de 15—20 cm cu un vibrator cu talpă. Apa necesară amestecului s-a adăugat în timpul compactării. Barajul a fost construit pe teren impermeabil (radier de beton). Proprietățile fizico-mecanice ale betonului de pămînt ne-a permis să mărim unghiul taluzelor față de cele folosite în mod curent la barajele de pămînt. Astfel înclinările taluzelor amonte și aval a fost adoptate de 1/1 lucru important întrucît se reduce simțitor volumul de pămînt pus în operă față de cazul barajelor de pămînt. Înălțimea barajului experimentat este de 1,65 m, cu o lungime de 2,40 m, iar lățimea coronamentului de 0,35 m (vezi fig. 3).

Pentru determinarea nivelelor piezometrice, în corpul barajului am introdus 5 sonde prevăzute la partea inferioară cu un filtru invers. Sondele au fost confecționate din material plastic prevăzute cu găuri de 2 mm, la baza inferioară.

Pentru a avea în corpul barajului un regim permanent am menținut nivelul amonte în tot timpul măsurătorilor constant.

Nivelele piezometrice din sonde au fost măsurate din oră în oră după ce regimul s-a stabilizat în decurs de cîteva zile, curbele de infiltrație au fost ridicate pentru mai multe nivele ale biefului amonte.

Forma curbelor de infiltrație corespunzătoare fiecărui nivel sînt redate în fig. 3.

Debitul infiltrat prin baraj a fost atît de mic încît nu am reușit să-l colectăm într-o chiuvetă amenajată.

De aceea pentru calculul debitului am considerat cunoscut coeficientul de infiltrație k determinat anterior și am calculat debitul.

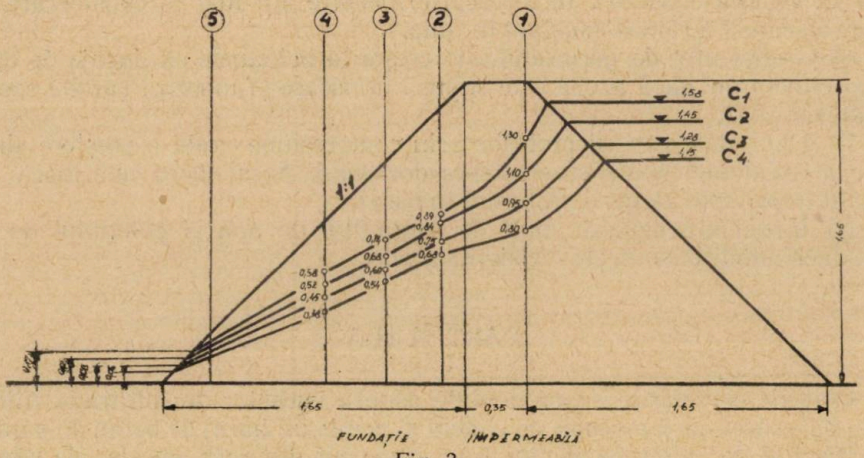


Fig. 3.

Situîndu-ne în cazul unui baraj cu profil trapezoidal construit dintr-un material omogen, pe o fundație impermeabilă am adoptat ecuațiile deduse de academicianul N. N. Pavlovski care au la bază legea lui Darcy.

1. $q = k\dfrac{H_t - d_0 - h}{m} \ln \dfrac{H_t}{H_t - h}$

2. $q = \dfrac{k}{2s}[h^2 - (h_0 + a_0)^2]$

3. $q = \dfrac{ka_0}{m_1}\left[1 - \ln \dfrac{a_0 + h_0}{a_0}\right]$

4. $s = b + m_1[H_t - a_0 - h_0]$.

În care semnificația notațiilor se vede în fig. 4.

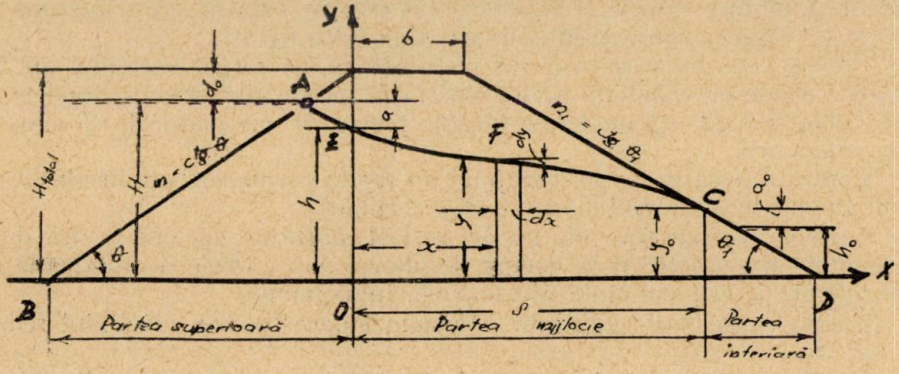


Fig. 4.

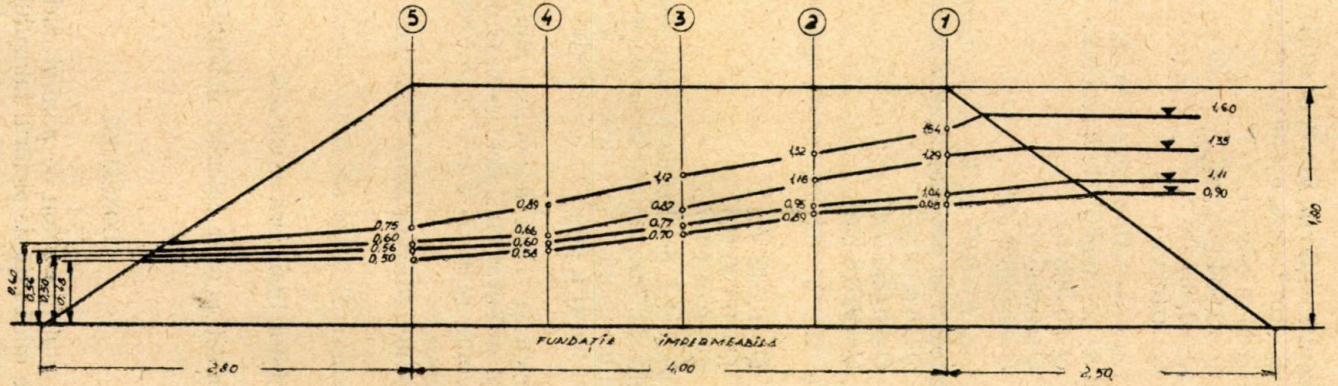


Fig. 5. Curbe de infiltrație în baraj de pământ omogen

Pentru curba *1* la care $h=1{,}30$ m, $h_0=0$, $a_0=0{,}17$, $s=1{,}83$ după formula 1 rezultă pentru un $k=9{,}32\times10^{-8}$ cm/s, $q=35\times10^{-3}$ l/zi.

Pentru o lățime $b=2{,}40$ m rezultă.
După formula 1 $Q=0{,}084$ l/zi
După formula 2 $Q=0{,}087$ l/zi
După formula 3 $Q=0{,}033$ l/zi

Pentru curba *2* la care $h=1{,}10$ m, $h_0=0$ m, $a_0=0{,}12$ m, $s=1{,}70$ m și folosind același coeficient de permeabilitate k rezultă :
După formula 1 $Q=0{,}083$ l/zi
După formula 2 $Q=0{,}065$ l/zi
După formula 3 $Q=0{,}023\,4$ l/zi

Pentru curba *3* la care $h=0{,}95$ m, $h_0=0$ m, $a_0=0{,}08$ m, $s=1{,}74$ m, $d_0=0{,}37$ m, la același coeficient de permeabilitate k rezultă :
După formula 1 $Q=0{,}053$ l/zi
După formula 2 $Q=0{,}050$ l/zi
După formula 3 $Q=0{,}018$ l/zi

Pentru curba *4* la care $h=0{,}8$ m, $h_0=0$, $a_0=0{,}06$ m, $s=1{,}72$ m, $d_0=0{,}5$ m, rezultă :
După formula 1 $Q=0{,}045$ l/zi
După formula 2 $Q=0{,}036$ l/zi
După formula 3 $Q=0{,}013\,4$ l/zi

Pentru a evidenția efectul produs de betoanele de pământ în fig. 3 prezentăm curbele de infiltrație înregistrate la un baraj de pământ omogen fără adaus de ciment, cu dimensiunile specificate în figură (vezi și fig. 5). Debitul infiltrat prin acest baraj a putut să fie colectat într-o cunetă și măsurat din oră în oră.

Coeficientul de infiltrație l-am determinat după formula 2 ca în cazul precedent avînd debitul măsurat cu datele extrase din curbele de infiltrație.

Pentru curba *1* debitul măsurat a fost 32,5 l/oră adică 6,10 l/oră și ml, k calculat $1{,}01\times10^{-3}$ cm/s.

Pentru curba *2* debitul 28 l/oră adică 5,26 l/oră și ml rezultă $k=1{,}37\times\times10^{-3}$ cm/s.

Pentru curba *3* debitul 23 l/oră adică 4,32 l/oră și ml rezultă $k=1{,}74\times\times10^{-3}$ cm/s.

Pentru curba *4* debitul 19,6 l/oră adică 3,49 l/oră și ml rezultă $k=1{,}91\times\times10^{-3}$ cm/s.

În calcule s-a folosit pentru calculul debitului lățimea barajului $b=5{,}32$ m.

CONCLUZII

a) În cazul barajului din beton de pământ curbele de infiltrație ies pe parament la o înălțime mică față de piciorul taluzului spre deosebire de cazul barajului de pământ cînd punctele de ieșire ale curbelor de infiltrație pe paramentul aval sînt mult mai sus.

b) În cazul barajului de beton de pământ infiltrația este mult redusă față de barajele de pământ ceea ce are consecințe deosebite pentru comportarea în exploatare a barajului (pierderi de apă, stabilitatea taluzelor).

c) Datorită calităților fizico-mecanice (mărirea rezistenței la rupere prin compresiune) față de pământul neamestecat cu ciment dimensiunile profilului barajului (înclinarea taluzelor) pot fi reduse față de barajele de pământ ceea ce duce la micșorarea volumului de pământ din corpul barajului și în ultimă instanță la reducerea prețului de cost și scurtarea timpului de execuție.

În cercetările viitoare vom studia fenomenele de contracție a betonului de pământ, comportarea la îngheț-dezgheț, comportarea sîmburilor și ecranelor din beton de pământ la barajele de pământ.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЛЬТРАЦИИ ЧЕРЕЗ ГРУНТО-БЕТОННЫЕ ПЛОТИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

Работа посвящается изучению грунто-бетонного материала, которым можно заменить землянные плотины.

а) Определяется гранулометрия грунта.

б) Определяется коэффициент проницаемости грунтобетона для составов 60, 80, 100 и 130 кг. цемента/м^3 грунтобетона.

в) Определяется сопротивление разрушению сжатием грунтобетона.

г) Определяется кривые фильтрации и количество проникшей воды через грунтобетонную плотину высотой в 1,80 м, возведенную на водонепроницаемом оснований.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SUR L'INFILTRATION EN RÉGIME PERMANENT DANS LES BARRAGES ET LES DIGUES EN BÉTON DE TERRE

(RÉSUMÉ)

On présente les recherches expérimentales pour remplacer le matériau utilisé dans la constructions des barrages de terre, en beton de terre.

a) On détermine la granulométrie de la terre employée.

b) On determine les coeficients de perméabilité dans béton de terre pour des dosages de 60, 80, 100 et 130 kg/m^3 de béton de terre mis en oeuvre.

c) On détermine la résistance à la rupture par compression des bétons de terre aux dosages ci-dessus.

d) On détermine les courbes d'infiltration et le débit infiltré par le barrage de béton de terre au profil choisi, avec la hauteur de 1,65 m (inclinaison des talus 1/1).

e) On détermine les courbes d'infiltration et le débit infiltre dans un barrage de terre homogène avec un profil chioisi à la hauteur de 1,80 m, construit sur une fondation imperméable.

ÎNĂLȚIMEA OPTIMĂ A GRINZILOR DIN LEMN CU SECȚIUNE DUBLU T

DE

V. BOTA

Comunicare prezentată în sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 30—31 ianuarie 1961

GENERALITĂȚI

Grinzile cu inimă plină din lemn se execută la acoperirea halelor (în special în industria de prelucrare a lemnului), la construcții provizorii de șantier, în unele ramuri ale industriei chimice unde metalul nu este indicat sau pentru hale demontabile de expoziții și la poduri. Asamblarea acestor grinzi se face prin prindere în cuie în cazul construcțiilor mai puțin pretențioase ca aspect sau prin încleiere în cazul construcțiilor care necesită aspect interior mai pretențios. Lemnul avînd o greutate mică în comparație cu capacitatea portantă este un material care dă construcțiile cele mai ușoare, putîndu-se în același timp realiza forme variate. Lemnul fiind un material folosit în multe ramuri industriale, se impune a fi utilizat cu foarte mare economie în oricare domeniu. Pentru confecționarea grinzilor cu secțiune dublu T sînt date în literatură limitele înălțimilor în funcție de deschiderea grinzii, astfel înălțimea grinzii să fie cuprinsă între 1/6 și 1/9 din deschidere, fără a avea posibilitatea de a alege secțiunea cea mai economică de la început, doar făcînd o serie de încercări.

În lucrarea de față se caută o metodă simplă care să conducă la stabilirea înălțimii optime a grinzilor cu moment de inerție constant, în ceea ce privește consumul de material, deci și a greutății.

După cum se știe înălțimea unei grinzi poate rezulta ori din condiția de deformație, adică săgeata grinzii să nu depășească anumită valoare fixată prin norme, sau ca rezistențele admise ale lemnului să nu fie depășite în nici o secțiune a grinzii.

1. STABILIREA ÎNĂLȚIMII MINIME A GRINZII DIN CONDIȚIA DE SĂGEATĂ

Grinzile din lemn cu inimă plină se utilizează în construcții ca sistem static, grinzi simplu rezemate sau grinzi cu console. Ca mod de execuție ele pot avea inima din scînduri încrucișate la 30° sau 45°, sau din placaj de con-

structie, tălpile se execută din dulapi ; îmbinarea acestora făcîndu-se cu ajutorul cuielor sau prin încleiere.

Îmbinarea grinzilor cu ajutorul cuielor este mai simplă dar conduce la grinzi mai deformabile, pe cînd grinzile asamblate prin încleiere sînt mult

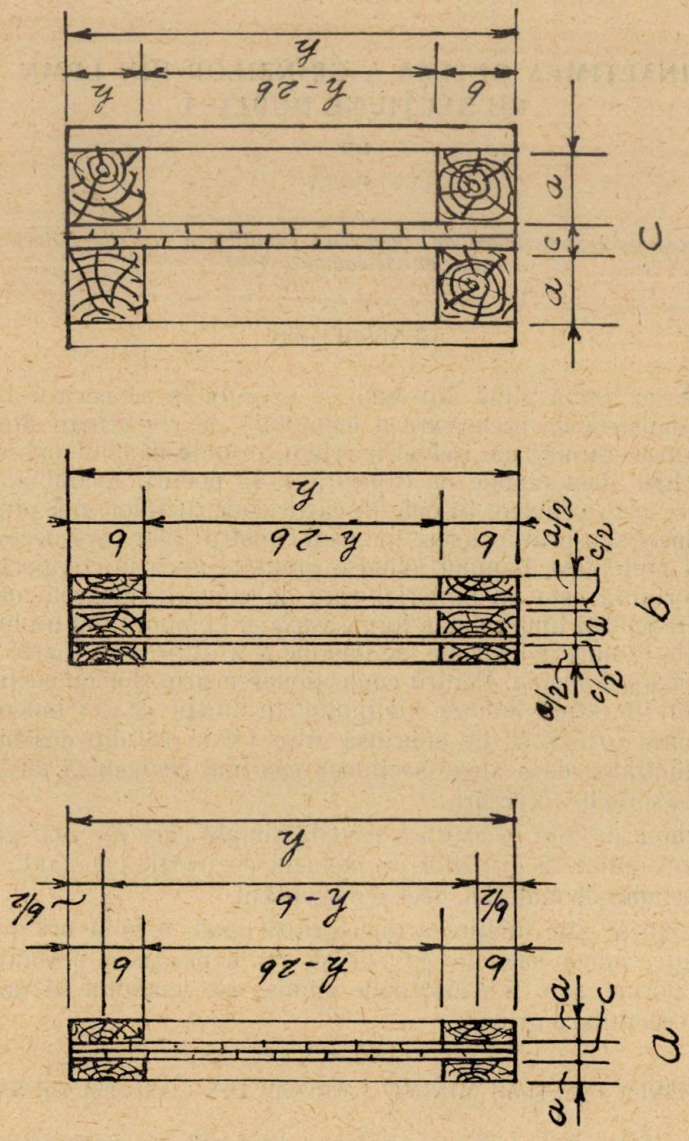


Fig. 1. Grinzi din lemn cu secțiunea dublu T.

mai rigide, astfel că înălțimea minimă a grinzilor se va stabili în funcție de mijloacele de îmbinare.

1.1. Grinzi cu secțiunea dublu T bătute în cuie

Secțiunea transversală este de tipul celei indicate în fig. 1. [1] În cazul grinzilor simplu rezemate raportul între înălțimea grinzii și deschiderea ei este dat de relația :

$$\frac{h}{l} \geqslant \alpha \frac{\sigma_a}{k_j E} \left(\frac{l}{f}\right) \qquad (1)$$

unde :

l este deschiderea grinzii,
h — înălțimea grinzii,
α — coeficient ce ține seama de felul cum este încărcată grinda,
σ_a — rezistența admisă,
E — modulul de elasticitate,
k_j — coeficientul de reducere a momentului de inerție, care ține seama de cedarea legăturilor,
f — săgeata admisă a grinzii.

Pentru o grindă simplu rezemată încărcată cu o sarcină uniform repartizată vom avea : $\alpha = \frac{5}{24}$; $k_j = 0{,}7$,

deci relația (1) devine :

$$\frac{h}{l} \geqslant \frac{5}{24} \cdot \frac{\sigma_a}{0{,}7E} \left(\frac{l}{f}\right). \qquad (1.a)$$

În tabela 1 sînt date valorile lui h/l în funcție de raportul f/l și de rezistențele admise, atît pentru construcții definitive cît și pentru construcții provizorii. Se observă că numai pentru o săgeată foarte mică 1/400 sau 1/500 se obține raportul prescris de norme de 1/9—1/6.

1.2. Grinzi cu secțiunea dublu T încleiate

Pentru stabilirea rigidității acestor grinzi se folosește tot relația (1) cu deosebirea că valoarea coeficientului $k_j = 1$ care corespunde unei îmbinări fără cedări de legături, cum este prin încleiere. Valorile raportului între înălțime și deschidere sînt date tot în tabela 1. În cazul cînd avem altă încărcare a grinzii decît o sarcină uniform repartizată se va stabili valoarea coeficientului α și se vor face corecturile înălțimilor rezultate în tabela 1.

Tabela 1

Înălțimea minimă a grinzilor I cu moment de inerție constant

Grinzi	Rezistența admisă în kg/cm²	Raporturile h/l pentru săgeata f/l						
		1/200	1/250	1/300	1/350	1/400	1/450	1/500
bătute în cuie	100	1/16,3	1/13,4	1/11,2	1/ 9,6	1/ 8,4	1/ 7,5	1/ 6,7
	120	1/20,2	1/16,1	1/13,4	1/11,5	1/10,1	1/ 8,9	1/ 8,1
încleiate	100	1/24	1/19,2	1/15,0	1/13,7	1/12,0	1/10,6	1/ 9,6
	120	1/23,9	1/23,0	1/19,2	1/16,5	1/14,5	1/12,8	1/11,5

Pentru întocmirea tabelului valoarea modulului de elasticitate s-a luat $E = 100\,000$ kg/cm^2.

2. INĂLȚIMEA ECONOMICĂ A GRINZII

Înălțimea economică a grinzii stabilită pentru a avea greutatea minimă este în general mai mare decît cea rezultată din condiția de săgeată și diferă pentru grinzile bătute în cuie și cele încleiate.

2.1. Grinzi cu secțiunea dublu T bătute în cuie

Inima grinzii fiind alcătuită din două rînduri de scînduri încrucișate nu are un caracter monolit și deci nu este capabilă de a prelua eforturi normale, provenite din momentele încovoietoare. Grosimea inimii se ia (din scînduri) de 1,8 sau 2,4 cm. Pentru asigurarea stabilității inimii se prevăd nervuri de rigidizare care se așează la o distanță egală aproximativ cu înălțimea grinzii. În cazul cînd înălțimea totală a grinzii este cel puțin egală cu de 4 ori lățimea dulapilor sau grinzilor tălpii, momentul încovoietor se poate descompune într-un cuplu ce dă forțe axiale în tălpi. La fel tensiunile de întindere respectiv compresiune pot fi considerate uniform repartizate pe secțiunea tălpilor. Din motive constructive tălpile se execută cu aceiași secțiune pe toată lungimea grinzii.

Greutatea grinzii se compune din greutatea tălpilor și a inimei.

Greutatea tălpilor este dată de relația :

$$G_t = 4abl\gamma \tag{2}$$

iar a inimei de relația :

$$G_i = chl\gamma\eta \tag{3}$$

unde avem :

- ab — secțiunea unui dulap sau grinzi a tălpii,
- γ — greutatea volumetrică a materialului,
- η — coeficient ce ține seamă de greutatea adusă în plus la inimă de rigidizări,
- c — grosimea inimii.

Valoarea secțiunii ab se obține cu ajutorul relației :

$$2ab = \frac{M_{max}}{\beta_0 h k_a \sigma_{at}} \tag{4}$$

unde

- M_{max} este momentul maxim de încovoiere,
- k_a — coeficient ce ține seama de slăbirile din tălpi și se poate lua 0,85,
- σ_{at} — rezistența admisă la întindere,

$$\beta_0 = 1 - \beta\,; \quad \beta = \frac{b}{h}\,.$$

Greutatea tălpilor va fi deci :

$$G_t = 4ab\gamma l = \frac{2l\gamma M_{max}}{\beta_0 h k_a \sigma_{at}} . \tag{5}$$

Pentru a stabili greutatea inimii grinzii trebuie să găsim valoarea coeficientului η. Pentru aceasta vom scrie greutatea inimii grinzii pe o lungime egală cu înălțimea, la care adunăm greutatea a două rigidizări și o raportăm la greutatea inimii.

$$\eta = \frac{g_i + g_r}{g_i} . \tag{6}$$

Greutatea inimei $g_i = ch^2\gamma$

Greutatea rigidizărilor avînd lățimea egală cu jumătate din cea a tălpilor [2]

$$g_r = 2\frac{ab}{2}\gamma h = \frac{\gamma M_{max}}{2\beta_0 h \sigma_{at} k_a}$$

deci avem :

$$\eta = 1 + \frac{M_{max}}{2\beta_0 c k_a \sigma_{at} h^2} \tag{6 a}$$

iar greutatea inimei devine :

$$G_i = chl\gamma \left(1 + \frac{M_{max}}{2c\beta_0 k_a \sigma_{at} h^2}\right) \tag{7}$$

sau :

$$G_i = chl\gamma + \frac{M_{max} l\gamma}{2\beta_0 k_a \sigma_{at} h} . \tag{7 a}$$

Greutatea totală a grinzii este

$$G_{tot} = \frac{2M_{max}\gamma l}{\beta_0 k_a \sigma_{at} h} + chl\gamma + \frac{M_{max}\gamma l}{2\beta_0 k_a \sigma_{at} h} . \tag{8}$$

Înălțimea optimă se obține prin anularea derivatei greutății grinzii în raport cu înălțimea :

$$\frac{dG}{dh} = -\frac{2\gamma l M_{max}}{\beta_0 \sigma_{at} k_a h^2} + c\gamma l - \frac{M_{max} l\gamma}{2\beta_0 k_a \sigma_{at} h^2} = 0 \tag{9}$$

sau

$$-\frac{2{,}50 M_{max}}{\beta_0 k_a \sigma_{at} h^2} + c = 0 \tag{9 a}$$

de unde

$$h = \theta\sqrt{\frac{M_{max}}{c k_a \sigma_{at}}} ; \quad \theta = \sqrt{\frac{2{,}50}{\beta_0}} . \tag{9 b}$$

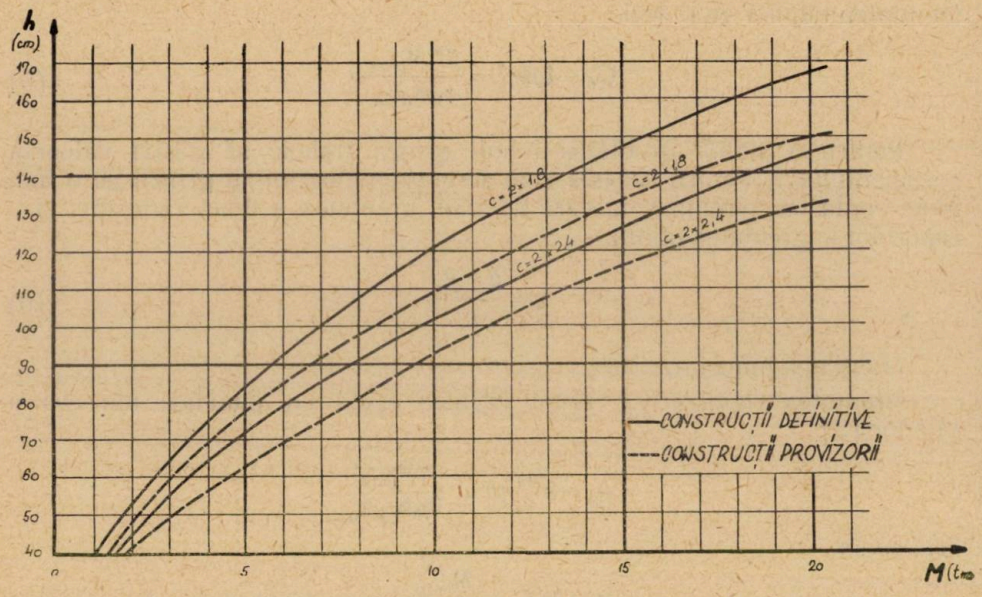


Fig. 2 *a*. Înălțimea optimă a grinzilor bătute în cuie cu tălpile din dulapi.

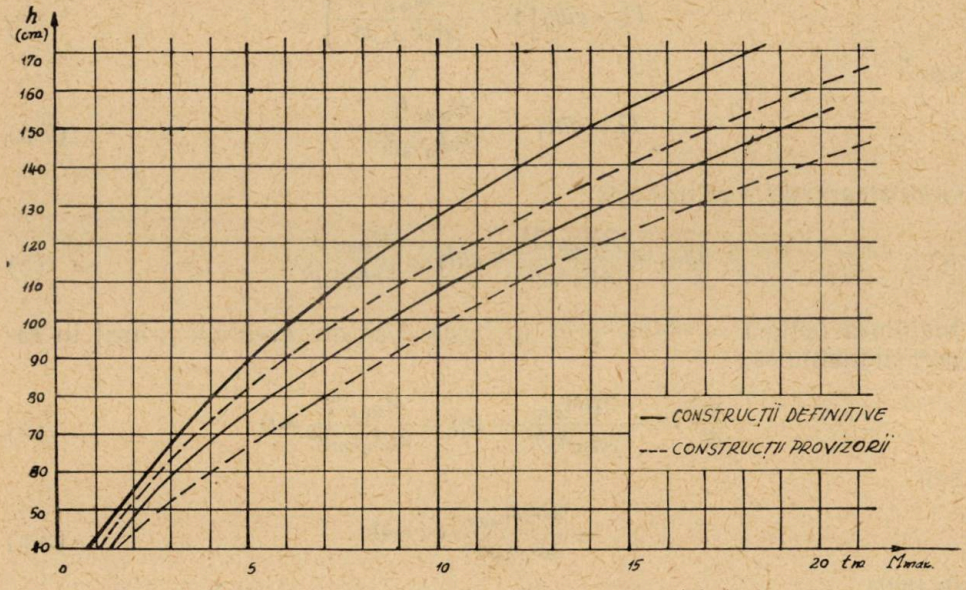


Fig. 2 *b*. Înălțimea optimă a grinzilor bătute în cuie cu tălpile din grinzi.

În cazul grinzilor cu tălpile din dulapi $\beta=0,15—0,25$.
Pentru $\beta=0,15$ — rezultă $\theta=1,71$
$\beta=0,25$ rezultă $\theta=1,82$
Astfel că în medie se poate lua $\theta=1,75$

$$h=1,75\sqrt{\frac{M_{max}}{ck_a\sigma_{at}}}. \qquad (10)$$

În cazul grinzilor bătute în cuie cu tălpile din grinzi $\beta=0,07—0,17$.
Rigidizările însă se execută din aceeași secțiune ca și tălpile și expresia înălțimii devine :

$$h=\theta'\sqrt{\frac{M_{max}}{ck_a\sigma_{at}}}; \quad \theta'=\sqrt{\frac{3,00}{\beta_0}}. \qquad (9\,c)$$

Pentru $\beta=0,07$ — rezultă $\theta'=1,79$
iar pentru $\beta=0,17$ — rezultă $\theta'=1,90$.
În medie se poate lua $\theta'=1,85$ și relația (9 c) devine ;

$$h=1,85\sqrt{\frac{M_{max}}{ck_a\sigma_{at}}}. \qquad (10\,a)$$

În figurile 2, *a* și 2, *b*, sînt trasate curbele care ne dau înălțimea grinzii în funcție de momentul maxim.

2.1.1. *Stabilirea grosimii dulapilor*

Tălpile, inferioară și superioară, se execută cu aceeași secțiune pentru a se putea face sortarea materialului de calitatea I pentru talpa inferioară. Pentru a avea același coeficient de siguranță la cele două tălpi, ținînd seama de slăbirile tălpii inferioare și de flambajul dulapilor tălpii superioare între două rigidizări, se pune condiția ca :

$$k_a\sigma_{at}=\varphi\sigma_{ac}. \qquad (11)$$

Din această relație putem determina grosimea dulapilor știind că :

$$\frac{\sigma_{at}}{\sigma_{ac}}=\frac{70}{100}=0,70 \quad \text{și} \quad k_a=0,85$$

rezultă

$$\varphi\geqslant\frac{k_a\sigma_{at}}{\sigma_{ac}}=0,70\times0,85=0,595.$$

Pentru determinarea lui φ avem relația :

$$\varphi=1-0,8\left(\frac{\lambda}{100}\right)^2$$

deci

$$\lambda=71,2.$$

Corespunzînd calculului nostru $\lambda<75$ pentru a fi valabilă expresia lui φ.

Cunoscînd distanța între rigidizări care este cuprinsă între 1/8 și 1/10 din deschiderea grinzii, rezultă în cazul rigidizărilor la $l/10$, $l_f=l/10$ și cu $i=0{,}289\,a$

$$\lambda=71{,}2=\frac{l_f}{i}=\frac{l}{10}\cdot\frac{1}{0{,}289a}$$

de unde :

$$a=\frac{l}{206}. \tag{12}$$

In cazul rigidizărilor la $l/8$ rezultă :

$$a=l/165. \tag{12 a}$$

In fig. 3 sînt reprezentate grosimile dulapilor tălpilor în funcție de deschiderea grinzii.

In cazul cînd nu avem pane deasupra tuturor rigidizărilor, se va face verificarea stabilității tălpii în asamblu ca o grindă compusă ținînd seama

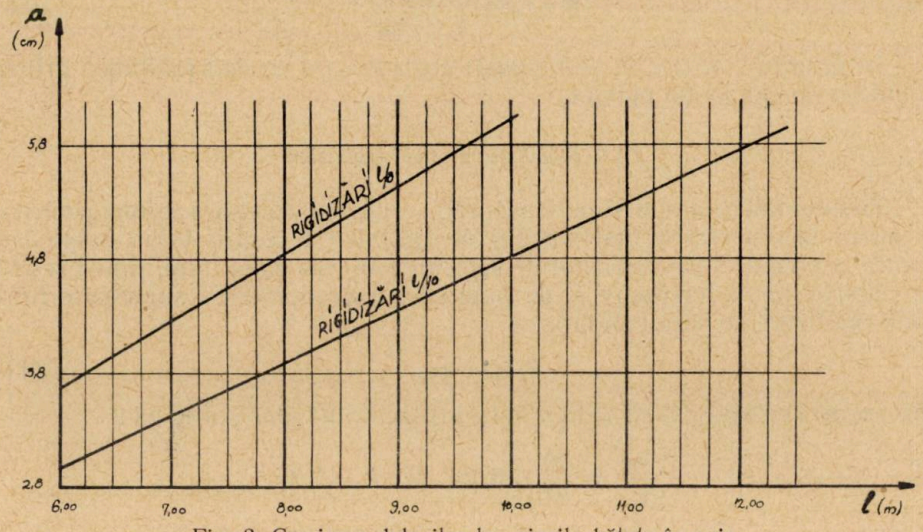


Fig. 3. Grosimea dulapilor la grinzile bătute în cuie.

de lungimea reală de flambaj ce se ia egală cu distanța dintre punctele fixe. In cazul că secțiunea tălpilor este insuficientă se va bate un dulap orizontal, fără a modifica secțiunea tălpilor și se face calculul în consecință.

2.2. Grinzi cu inimă din placaj

In acest caz inima este capabilă să preia eforturi de încovoiere, dar în schimb avem deaface cu materiale diferite, dulapi pentru tălpi și placaj pentru inimă.

Greutatea grinzii se compune la fel din cea a inimii și a tălpilor, iar momentul încovoietor maxim se repartizează și la inima grinzii și a tălpii. Întrucît grosimile de placaj prezintă o gamă foarte variată, grosimea inimei poate fi adoptată mult mai ușor. Prin analogie cu grinzile metalice admitem grosimea inimei dată de relația :

$$c = \omega + \rho h .$$

Momentul preluat de inimă va fi :

$$M_i = W_i \sigma_a = \frac{ch^2}{6} \cdot \frac{E_i}{E_t} \sigma_a = \frac{(\omega + \rho h) h^2}{6\varepsilon} \sigma_a$$

unde :

E_t este modulul de elasticitate al materialului din care sînt confecționate tălpile,

E_i — modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată inima,

ε — raportul E_t/E_i

deci vom avea :

$$M_i = \frac{(\omega + \rho h) h^2}{6\varepsilon} \sigma_a . \tag{13}$$

Momentul preluat de tălpi este diferența dintre momentul maxim și cel preluat de inimă :

$$M_t = M_{max} = \frac{(\omega + \rho h) h^2}{6\varepsilon} \sigma_a . \tag{14}$$

Momentul care poate fi preluat de tălpi are expresia :

$$M_t = 2ab\beta_0 h \beta_0 \sigma_a = 2ab\beta_0^2 \sigma_a h . \tag{15}$$

Din egalarea relațiilor (14) și (15) rezultă secțiunea tălpilor

$$2ab\beta_0^2 \sigma_a h = M_{max} - \frac{(\omega + \rho h) h^2}{6\varepsilon} \sigma_a .$$

sau

$$2ab = \frac{W_{nec}}{\beta_0^2 h} - \frac{(\omega + \rho h) h}{6\varepsilon\beta_0^2} . \tag{16}$$

Greutatea totală a grinzii va fi compusă din greutatea inimei

$$G_i = (\omega + \rho h) h \gamma_t l \eta$$

și greutatea tălpilor.

$$G_t = 4ab\gamma_t l$$

Valoarea coeficientului η este de aceiaș formă dată de relația (6) unde :

$$g_t=(\omega+\rho h)\,h^2\gamma_t \tag{6 a}$$

$$g_r=abh\gamma_t=\frac{W_{nec}\gamma_t}{2\beta_0^2}-\frac{(\omega+\rho h)\,h^2\gamma_t}{12\varepsilon\beta_0^2} \tag{6 b}$$

cu aceste valori rezultă

$$\eta=1-\frac{1}{12\varepsilon\gamma\beta_0^2}+\frac{W_{nec}}{2\beta_0^2\gamma\,(\omega+\rho h)\,h^2} \tag{17}$$

și greutatea inimei :

$$G_i=(\omega+\rho h)\,h\gamma_i l-\frac{(\omega+\rho h)\,h\gamma_t l}{12\varepsilon\gamma\beta_0^2}+\frac{W_{nec}\gamma_t l}{2\beta_0^2 h}$$

iar greutatea tălpilor

$$G_t=2\gamma_t l\left[\frac{W_{nec}}{\beta_0^2 h}-\frac{(\omega+\rho h)\,h}{6\varepsilon\beta_0^2}\right].$$

Insumînd aceste două valori ale greutății grinzii și derivînd în raport cu înălțimea h se obține :

$$\frac{dG}{dh}=2\gamma_t l\left[-\frac{W_{nec}}{\beta_0^2 h^2}-\frac{\omega+\rho h+\rho h}{6\varepsilon\beta_0^2}\right]+\gamma_t l\,(\omega+2\rho h)$$

$$-\frac{\gamma_t l\,(\omega+2\rho h)}{12\varepsilon\beta_0^2}-\frac{W_{nec}\gamma_t l}{2\beta_0^2}\,\frac{1}{h^2}=0$$

ordonînd termenii se obține ecuația

$$2\rho h^3+\omega h^2=\frac{30\varepsilon W_{nec}}{12\varepsilon\beta_0^2\gamma-5} \tag{18}$$

unde γ — raportul între γ_i și γ_t, relație care ne dă înălțimea cea mai economică în ce privește consumul de material pentru grinzile cu inima din placaj.

Înălțimea optimă a grinzilor cu inima din placaj se obține prin introducerea următoarelor constante :

$$\omega=0{,}5\ \text{cm}\,;\quad \rho=8/1\,000\,;\quad \varepsilon=1{,}5\,;\quad \gamma=1{,}5$$

și avem :

$$h^3+31{,}2h^2=194\,W_{nec}\,. \tag{18 a}$$

Pentru o determinare mai rapidă a înălțimii grinzii, în fig. 4 s-a reprezentat această ecuație în funcție de h și W_{nec}. Este de remarcat faptul că

înălțimea grinzii nu mai rezultă funcție de grosimea inimii, ci aceasta în funcție de înălțime așa cum e și mai normal. Grosimea inimei rezultă corect după cum se vede și din exemplul arătat în „Construcții din lemn" —

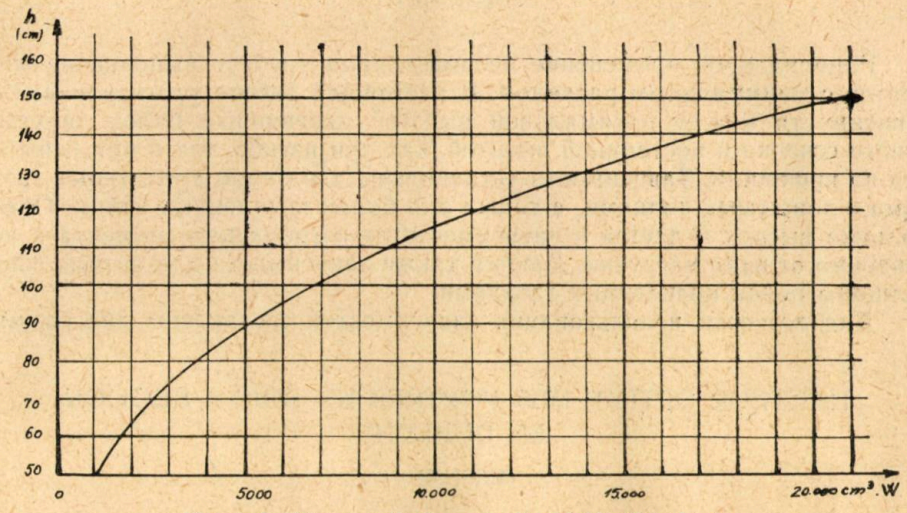


Fig. 4. Înălțimea optimă a grinzilor dublu T încleiate.

Karlsen pag. 321, unde grosimea foii de placaj este de 15 mm pentru înălțime de grindă de 1,30 m în secțiunea hotărîtoare la dimensionare. Aplicînd relația

$$c=\omega+\rho h$$

avem :

$$c=0{,}5+\frac{8}{1\,000}\,130=0{,}5+1{,}04=1{,}54 \text{ cm.}$$

CONCLUZII

1. Prin folosirea relațiilor 10 și 18 se obțin înălțimile de grinzi care dau consumul minim de material. Totuși o reducere a acestei înălțimi este posibilă fără a influența esențial asupra greutății.

2. Sînt relații simple care ne dau soluția economică fără a mai fi necesare încercări, astfel încît aplicarea lor este ușoară și conduce la realizarea de economii prin utilizare rațională a materialului lemnos.

BIBLIOGRAFIE

1. Karlsen G. G., Bolșakov V. V., Kagan M. H. și Sventițki, *Construcții de lemn* (traducere limba rusă) vol. I. București 1955.
2. Otrești co A. I., *Elemente de construcții. Construcții de lemn* (traducere limba rusă), București 1951.

ОПТИМАЛЬНАЯ ВЫСОТА ДЕРЕВЯННЫХ БАЛОК ДВУХТАВРОВОГО СЕЧЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Рациональное применение лесоматериала требует выполнение элементов с минимальным расходом. В настоящей работе устанавливаются зависимости между оптимальной высотой деревянных балок двухтаврового сечения и постоянной высотой, как при изгибе, так и при испытании на прочность. Зависимости установлены для балок крепленных гвоздями с дощатыми полками, а также для балок крепленных клеем. Оптимальная высота h дается в зависимости от изгибающего момента и независимо от вида нагрузки. Даются также зависимости для оптимальной толщины полок крепленных гвоздями.

Для легкости использования зависимостей составлены диаграммы.

HAUTEUR OPTIME DES PORTRES EN BOIS À SECTION EN DUBLE T

(RÉSUMÉ)

L'utilisation rationnelle de matériau ligneux, impose la réalisation d'éléments de construction à consommation réduite.

On établit les relations pour avoir la hauteur optima des pontres en bois avec section en double T et hauteur constante tant dans la condition de flèche que dans celle de résistance.

Des relations sont établies pour des pontres clouées aux semelles en madriers on en poutres et pour les pontres encollées à même en placage.

La hauteur optima est exprimée en fonction du momemnt fléchissant sens tenir compte de la nature du chargement.

On donne encore des relations pour établir l'épaisseur optima des madriers utilisés pour les semelles des pontres clouées.

Pour une utilisation plus rapide de ces relations, on a établi des diagrammes.

ASUPRA CALCULULUI STATIC AL CADRELOR ETAJATE, DIN BARE DREPTE CU MOMENT DE INERȚIE VARIABIL

DE

I. FLEȘERIU

Comunicare prezentată în sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 30—31 ianuarie 1961.

1. INTRODUCERE

1.1. Expunerea problemei

Pentru calculul cadrelor etajate există astăzi numeroase metode iterative printre care cea mai cunoscută este metoda Cross. Pentru cadrele cu un număr mare de etaje aceste metode devin însă greoaie și duc de obicei la operații de calcul incomode.

Pentru simplificarea acestor operații s-au făcut numeroase încercări; printre acestea metoda preconizată de G. Kani, pe lîngă faptul că permite efectuarea calculelor fără nici o dificultate, prezintă și avantajul că în decursul efectuării operațiilor toate erorile de calcul comise se elimină automat iar pentru verificarea rezultatelor nu este necesar să se controleze calculul complet ci numai valorile finale obținute pentru fiecare extremitate a barelor sistemului.

Metoda amintită este aplicabilă tuturor cadrelor din bare drepte cu moment de inerție constant la care există paralelism între deplasările posibile ale nodurilor și direcția forțelor tăietoare din capetele stîlpilor.

Avînd în vedere simplitatea și avantajele acestei metode, în cele ce urmează se va face generalizarea ei, stabilindu-se relații de calcul aplicabile nu numai cadrelor alcătuite din bare cu moment de inerție constant dar și celor din bare cu moment de inerție variabil.

1.2. Convenția de semne

În calcule alegîndu-se ca necunoscute static nedeterminate momentele încovoietoare de la extremitățile barelor, pentru acestea poate fi admisă aceeași convenție de semne ca și în metoda Cross, considerîndu-se pozitive momentele și rotirile dirijate în sens orar.

1.3. Relații între momente încovoietoare și deformații

Dacă se neglijează deformațiile produse de forțele normale și de forțele tăietoare, momentele de la extremitățile unei bare *ik*, încastrată elastic la cele două capete, pot fi exprimate printr-o funcție liniară de încărcă-

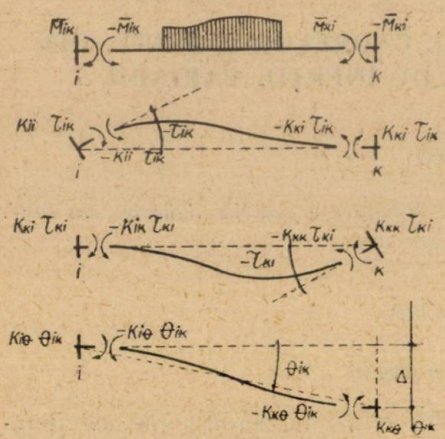


Fig. 1.

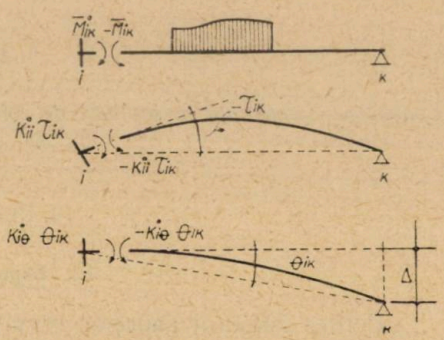


Fig. 2.

rile exterioare (P), de rotirea τ_{ik} a secțiunii i, de rotirea τ_{ki} a secțiunii k și de deplasarea relativă Δ a cepetelor barei, normală pe linia *ik*, sau — ceea ce este în fond același lucru — în funcție de unghiul $\theta_{ik}=\frac{\Delta}{l}$, după cum urmează [3]:

$$M_{ik}=\overline{M}_{ik}+K_{ii}\tau_{ik}+K_{ik}\tau_{ki}+K_{i\theta}\theta_{ik} \tag{1.1}$$

$$M_{ki}=\overline{M}_{ki}+K_{ki}\tau_{ik}+K_{kk}\tau_{ki}+K_{k\theta}\theta_{ik}\,. \tag{1.2}$$

Dacă în relațiile (1.1) și (1.2) se iau pentru parametrii τ_{ik}; τ_{ki} și θ_{ik} valori nule, rezultă că $\overline{M}_{ik}$ și $\overline{M}_{ki}$ au semnificația de momente de încastrare perfectă în i și k, datorite încărcărilor exterioare (P). Tot din particularizarea relațiilor (1.1) și (1.2) rezultă că K_{ii}; K_{ik}; $K_{i\theta}$ etc. au semnificația de rigidități; astfel dacă nu există sarcini exterioare $\overline{M}_{ik}=\overline{M}_{ki}=0$ și dacă se ia: $\tau_{ik}=1$; $\tau_{ki}=0$ **și** $\theta_{ik}=0$ din relația (1.1) rezultă că $M_{ik}=K_{ii}$; adică K_{ii} este momentul ce apare în i cînd această secțiune se rotește cu unghiul $\tau_{ik}=1$, celălalt capăt rămînînd perfect încastrat ($\tau_{ki}=0$) și linia *ik* rămînînd nerotită ($\theta_{ik}=0$) iar din relația (1.2) rezultă că K_{ki} este momentul ce apare în încastrarea perfectă k ($\tau_{ki}=0$) cînd secțiunea i s-a rotit cu $\tau_{ki}=1$, linia *ik* rămînînd nerotită ($\theta_{ik}=0$). În mod analog se interpretează și coeficienții K_{ik} (conform teoremei reciprocității reacțiunilor $K_{ik}=K_{ki}$) **și** K_{kk}, iar coeficienții $K_{i\theta}$ **și** $K_{k\theta}$ reprezintă momentele de încastrare în i și k datorite rotirii liniei *ik* cu unghiul $\theta_{ik}=1$, fără ca secțiunile i și k să se rotească ($\tau_{ik}=\tau_{ki}=0$).

În mod similar dacă bara ik are un capăt k articulat (fig. 2), se poate scrie [3] :

$$M_{ik}^{\circ}=\overline{M}_{ik}^{\circ}+K_{ii}^{\circ}\tau_{ik}+K_{i\theta}^{\circ}\theta_{ik} \tag{1.3}$$

unde $\overline{M}_{ik}^{0}$ este momentul de încastrare perfectă din sarcinile exterioare (P) iar K_{ii}^{0} și $K_{i\theta}^{0}$ sînt momentele din secțiunea i cauzate de deplasările $\tau_{ik}=1$; $\theta_{ik}=0$, respectiv $\tau_{ik}=0$; $\theta_{ik}=1$.

Rigiditățile K_{ii}, K_{kk}, K_{ik}, $K_{i\theta}$ etc. se pot obține ușor dacă se scriu rotirile τ_{ik} și τ_{ki} în funcție de momentele de la capetele barei M_{ik} și M_{ki}, de sarcinile exterioare și de rotirea θ_{ik}.

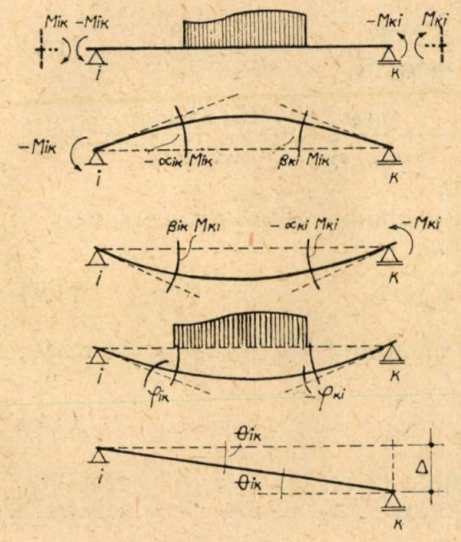


Fig. 3.

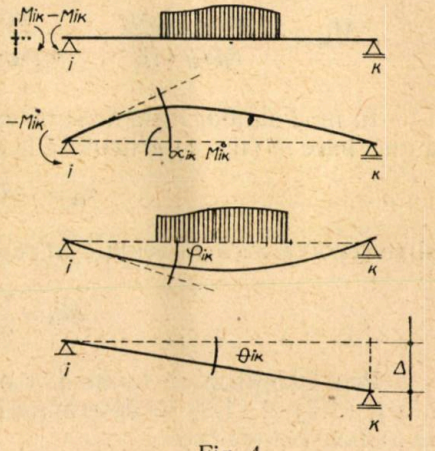


Fig. 4.

Cu notațiile cunoscute [4] și adoptînd convenția de semne arătată la punctul 1.2, unghiurile de rotire τ_{ik} și τ_{ki} ale extremităților unei bare încastrate elastic la capete (fig. 3) au expresiile :

$$\tau_{ik}=-\alpha_{ik}M_{ik}+\beta_{ki}M_{ki}+\varphi_{ik}+\theta_{ik} \tag{1.4}$$

$$\tau_{ki}=\beta_{ik}M_{ik}-\alpha_{ki}M_{ki}-\varphi_{ki}+\theta_{ik} \tag{1.5}$$

în care

α_{ik} este unghiul de rotire produs pe reazemul i al grinzii simplu rezemate ik, de momentul $M_{ik}=1$ aplicat în capătul i al grinzii ;

β_{ki} — unghiul de rotire produs pe reazemul k al aceleiași grinzi ik, de momentul $M_{ik}=1$;

α_{ki} este unghiul de rotire produs pe reazemul k al grinzi simplu rezemate ik de momentul $M_{ki}=1$ aplicat în capătul k al grinzii ;

β_{ik} — unghiul de rotire produs pe reazemul i al aceleiași grinzi de momentul $M_{ki}=1$. (Conform teoremei reciprocității $\beta_{ik}=\beta_{ki}$.)

φ_{ik} și φ_{ki} — unghiurile de rotire produse pe reazemele i și k ale grinzii simplu rezemate ik, de sarcina direct aplicată pe această grindă.

Rezolvînd ecuațiile (1.4) și (1.5) în raport cu momentele M_{ik} și M_{ki} se obțin relațiile :

$$M_{ik}=\frac{\alpha_{ki}\varphi_{ik}-\beta_{ik}\varphi_{ki}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}-\frac{\alpha_{ki}\tau_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}-\frac{\beta_{ik}\tau_{ki}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}+\frac{(\alpha_{ki}+\beta_{ik})\theta_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.6}$$

$$M_{ki}=-\frac{\alpha_{ik}\varphi_{ki}-\beta_{ik}\varphi_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}-\frac{\beta_{ik}\tau_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}-\frac{\alpha_{ik}\tau_{ki}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}+\frac{(\alpha_{ik}+\beta_{ik})\theta_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2}. \tag{1.7}$$

In mod similar dacă se scrie expresia unghiului de rotire a extremității i a unei bare ik (fig. 4) articulată la capătul k :

$$\tau_{ik}=-\alpha_{ik}M_{ik}^{\circ}+\varphi_{ik}+\theta_{ik} \tag{1.8}$$

și se rezolvă această ecuație în raport cu momentul M_{ik}^{0} se obține expresia :

$$M_{ik}^{\circ}=\frac{\varphi_{ik}}{\alpha_{ik}}-\frac{\tau_{ik}}{\alpha_{ik}}+\frac{\theta_{ik}}{\alpha_{ik}}. \tag{1.9}$$

Prin identificarea termenilor din relațiile (1.1), (1.2) și (1.3) respectiv (1.6), (1.7) și (1.9) se determină imediat rigiditățile pentru bara încastrată la ambele extremități

$$K_{ii}=-\frac{\alpha_{ki}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.10}$$

$$K_{kk}=-\frac{\alpha_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.11}$$

$$K_{ik}=K_{ki}=-\frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.12}$$

$$K_{i\theta}=\frac{\alpha_{ki}+\beta_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.13}$$

$$K_{k\theta}=\frac{\alpha_{ik}+\beta_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki}-\beta_{ik}^2} \tag{1.14}$$

rigiditățile pentru bara încastrată la o extremitate și articulată la cealaltă,

$$K_{ii}^{\circ} = -\frac{1}{\alpha_{ik}} \tag{1.15}$$

$$K_{i\theta}^{\circ} = \frac{1}{\alpha_{ik}} \tag{1.16}$$

expresiile momentelor de încastrare perfectă $\bar{M}_{ik}$ și $\bar{M}_{ki}$ ale grinzii încastrate la ambele extremități [4] :

$$\bar{M}_{ik} = \frac{\alpha_{ki}\varphi_{ik} - \beta_{ik}\varphi_{ki}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki} - \beta_{ik}^2} \tag{1.17}$$

$$\bar{M}_{ki} = -\frac{\alpha_{ik}\varphi_{ki} - \beta_{ik}\varphi_{ik}}{\alpha_{ik}\alpha_{ki} - \beta_{ik}^2} \tag{1.18}$$

precum și momentul de încastrare perfectă al grinzii încastrată la una din extremități și articulată la cealaltă extremitate [4] :

$$\bar{M}_{ik}^{\circ} = \frac{\varphi_{ik}}{\alpha_{ik}}. \tag{1.19}$$

Introducînd, pentru grinda încastrată la ambele extremități, notațiile :

$$M'_{ik} = K_{ki}\tau_{ik} = \frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ki}} K_{ii}\tau_{ik} \tag{1.20}$$

$$M'_{ki} = K_{ik}\tau_{ki} = \frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ik}} K_{kk}\tau_{ki} \tag{1.21}$$

$$M''_{ik} = K_{i\theta}\theta_{ik} \tag{1.22}$$

$$M''_{ki} = K_{k\theta}\theta_{ik} \tag{1.23}$$

iar pentru grinda articulată la un capăt, notațiile :

$$M_{ik}^{\circ\prime} = \frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ki}} K_{ii}^{\circ}\tau_{ik} \tag{1.24}$$

$$M_{ik}^{\circ\prime\prime} = K_{i\theta}^{\circ}\theta_{ik} \tag{1.25}$$

relațiile (1.1), (1.2) și (1.3) respectiv (1.6), (1.7) și (1.9) capătă forma sub care vor fi folosite în capitolele următoare :

$$M_{ik} = \bar{M}_{ik} + \frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}} M'_{ik} + M'_{ki} + M''_{ik} \tag{1.26}$$

$$M_{ki} = \bar{M}_{ki} + M'_{ik} + \frac{\alpha_{ik}}{\beta_{ik}} M'_{ki} + M''_{ik} \tag{1.27}$$

$$M_{ki}^{\circ}=\bar{M}_{ki}^{\circ}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M_{ik}^{\circ\prime}+M_{ik}^{\circ\prime\prime} \tag{1.28}$$

unde :

M'_{ik} şi M'_{pi} — poartă denumirea [1]de momente parţiale produse de rotirea extremităţii i, respectiv k, a barei iar

M''_{ik} şi M''_{ki} — poartă denumirea [1] de momente parţiale produse de deplasarea relativă a reazemelor barei.

2. CALCULUL CADRELOR ETAJATE, DIN BARE DREPTE CU MOMENT DE INERŢIE VARIABIL

Pentru stabilirea formulelor de calcul se ia în considerare cazul cu totul general al unui cadru cu noduri deplasabile avînd stîlpii de înălţimi diferite, unii dintre ei fiind încastraţi, alţii articulaţi în fundaţii.

Conform celor stabilite anterior, momentul de la extremitatea i a barelor care converg într-un nod oarecare i al cadrului, au expresii de forma :

$$M_{ik}=\bar{M}_{ik}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}+M'_{ki}+M''_{ik} \tag{2.1}\equiv(1.26)$$

respectiv

$$M_{ik}^{\circ}=\bar{M}_{ik}^{\circ}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M_{ik}^{\circ\prime}+M_{ik}^{\circ\prime\prime}. \tag{2.2}\equiv(1.28)$$

Cum nodul i se găseşte în echilibru trebuie ca [1]

$$\sum_k M_{ik}+\sum_k M_{ik}^{\circ}=0 \tag{2.3}$$

sau :

$$\sum_k(\bar{M}_{ik}+\bar{M}_{ik}^{\circ})+\sum_k\left(\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M_{ik}^{\circ\prime}\right)+\sum_k M'_{ki}+\sum_k(M''_{ik}+M_{ik}^{\circ\prime\prime})=0. \tag{2.4}$$

Făcînd notaţia :

$$\sum_k(\bar{M}_{ik}+\bar{M}_{ik}^{\circ})=\bar{M}_i \tag{2.5}$$

relaţia (2.4) se poate pune sub forma :

$$\bar{M}_i+\sum_k(M'_{ki}+M''_{ik}+M_{ik}^{\circ\prime\prime})=-\sum_k\left(\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M_{ik}^{\circ\prime}\right) \tag{2.6}$$

în care termenul $\bar{M}_i$ poartă denumirea de „moment de fixare".

Atunci cînd nodul i se rotește, toate barele care concură în acesta se rotesc cu același unghi τ_{ik} datorită legăturii lor rigide în acest nod [1]; astfel pe baza relațiilor (1.20) și (1.24) se poate scrie expresia:

$$\tau_{ik}=\frac{\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}}{K_{ii}}=\frac{\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M^{\circ\prime}_{ik}}{K^{\circ}_{ii}}=\frac{\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M^{\circ\prime}_{ik}}{\psi K_{ii}}=\frac{\sum\limits_{k}\left(\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M^{\circ\prime}_{ik}\right)}{\sum\limits_{k}\psi K_{ii}} \tag{2.7}$$

în care:

$\psi=1$ pentru barele încastrate la cele două extremități,

$\psi=\frac{K^{\circ}_{ii}}{K_{ii}}$ pentru barele cu o încastrare și o articulație.

Din relația (2.7) rezultă:

$$M'_{ik}=(M^{\circ\prime}_{ik})=\frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ik}}\cdot\frac{\psi K_{ii}}{\sum\limits_{k}\psi K_{ii}}\sum_{k}\left(\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M'_{ik}+\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}M^{\circ\prime}_{ik}\right). \tag{2.8}$$

Ținînd seama de (2.6) și făcînd notația:

$$\mu_{ik}=-\frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ki}}\cdot\frac{\psi K_{ii}}{\sum\limits_{k}\psi K_{ii}} \tag{2.9}$$

relația (2.8) poate fi pusă sub forma [1]:

$$M'_{ik}=(M^{\circ\prime}_{ik})=\mu_{ik}\left[\bar{M}_i+\sum_{k}(M'_{ki}+M''_{ik})\right] \tag{2.10}$$

în care termenul μ poartă denumirea de „factor de rotație" [1] și în care prin M''_{ik} se înțelege după caz momentul M''_{ik} sau $M^{\circ\prime\prime}_{ik}$.

Factorii de rotație sînt întotdeauna negativi și — pentru verificare — ei trebuie să satisfacă relația:

$$\sum_{k}\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}}\mu_{ik}=-1. \tag{2.11}$$

Este evident că pentru un anumit etaj r suma forțelor tăietoare trebuie să fie egală cu suma forțelor orizontale care acționează deasupra acestui etaj [1]:

$$\sum_{r}(T_{ik}+T^{\circ}_{ik})=\sum_{1}^{r}H_i \tag{2.12}$$

în cazul cînd în nodurile cadrului sînt aplicate sarcinile orizontale H_i (fig. 5) și egală cu zero:

$$\sum_{r}(T_{ik}+T^{\circ}_{ik})=0 \tag{2.13}$$

în cazul cînd în nodurile cadrului nu sînt aplicate forțe orizontale.

Dacă se face notația :

$$T_r = \sum_1^r H_i \tag{2.14}$$

în care T_r poartă denumirea de „forță tăietoare a etajului r", se poate scrie :

$$\sum_r (T_{ik} + T^{\circ}_{ik}) = T_r \,. \tag{2.15}$$

Scriind expresiile forțelor tăietoare pentru stîlpi :

$$T_{ik} = \frac{M_{ik} + M_{ki}}{h_{ik}} \tag{2.16}$$

respectiv :

$$T^{\circ}_{ik} = \frac{M^{\circ}_{ik}}{h_{ik}} \tag{2.17}$$

înlocuind în acestea pe M_{ik}, M_{ki} și M°_{ik} cu valorile date de relațiile (1.26) ; (1.27) și (1.28), însumînd forțele tăietoare pentru toți stîlpii unui etaj, introducînd această sumă în expresia (2.15) și înmulțind ambii membrii ai

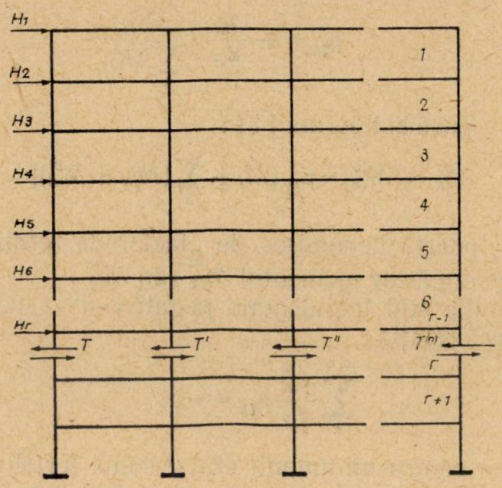


Fig. 5.

relației astfel obținute cu o lungime de referință h_r — în mod obișnuit lungimea cea mai frecventă între stîlpii considerați — se obține expresia : [1])

$$T_r h_r = \sum_r \frac{h_r}{h_{ik}} \left(\frac{\alpha_{ki} + \beta_{ik}}{\beta_{ik}} M'_{ik} + \frac{\alpha_{ik} + \beta_{ik}}{\beta_{ik}} M'_{ki} + \frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}} M^{\circ\prime}_{ik} + M''_{ik} + M''_{ki} + M^{\circ\prime\prime}_{ik} \right) \tag{2.18}$$

[1]) Sarcinile orizontale fiind aplicate în noduri, momentele $\overline{M}_{ik}$; $\overline{M}_{ki}$ și $\overline{M}^{\circ}_{ik}$ sînt egale cu zero pentru toți stîlpii ; în cazul unor sarcini aplicate pe stîlpi, între noduri, aceste momente nu mai sînt însă nule și ele trebuie introduse în relația (2.18).

care poate fi pusă sub forma

$$\sum_r C_{ik}(M''_{ik}+M''_{ki}+M^{\circ\prime\prime}_{ik})=\bar{M}_r-\sum_r C_{ik}(\rho_{ik}M'_{ik}+\rho_{ki}M'_{ki}) \tag{2.19}$$

în care s-au făcut notațiile :

$$\bar{M}_r=T_r h_r \tag{2.20}$$

$$C_{ik}=\frac{h_r}{h_{ik}} \tag{2.21}$$

(unde $\bar{M}_r$ poartă denumirea [1] de „moment al etajului r" iar C_{ik} denumirea de „coeficient de reducere") precum și notațiile :

$$\rho_{ik}=\frac{\alpha_{ki}+\beta_{ik}}{\beta_{ik}} \tag{2.22}$$

$$\rho_{ki}=\frac{\alpha_{ik}+\beta_{ik}}{\beta_{ik}} \tag{2.23}$$

entru stîlpii încastrați la cele două extremități, respectiv

$$\rho_{ik}=\frac{\alpha_{ki}}{\beta_{ik}} \tag{2.24}$$

$$\rho_{ki}=0 \tag{2.25}$$

pentru stîlpii încastrați în extremitatea i și articulați în k, și în care prin M'_{ik} se înțele după caz momentul M'_{ik} sau $M^{0\prime}_{ik}$.

Se remarcă faptul că dacă în calcule se lucrează cu momentele aplicate — în secțiunea considerată — pe fața corespunzătoare nodului, momentul $\bar{M}_r$ este pozitiv dacă rezultanta forțelor orizontale H_i de deasupra etajului considerat este dirijată de la stînga la dreapta.

Atunci cînd nodurile cadrului de la un anumit nivel se deplasează, deplasările relative ale celor două extremități ale stîlpilor sînt egale pentru toți stîlpii etajului respectiv datorită legăturii pe care o asigură riglele cadrului [1], astfel pe baza relațiilor (1.22); (1.23) și (2.25) se poate scrie :

$$\frac{\Delta}{h_r}=\frac{M''_{ik}}{\frac{h_r}{h_{ik}}K_{i0}}=\frac{M''_{ki}}{\frac{h_r}{h_{ik}}K_{k0}}=\frac{M^{\circ\prime\prime}_{ik}}{\frac{h_r}{h_{ik}}K^{\circ}_{i0}}=\frac{\sum_r \frac{h_r}{h_{ik}}(M''_{ik}+M''_{ki}+M^{\circ\prime\prime}_{ik})}{\sum_r\left(\frac{h_r}{h_{ik}}\right)^2(K_{i0}+K_{k0})+\sum_r\left(\frac{h_r}{h_{ik}}\right)^2K^{\circ}_{i0}}=$$

$$=\frac{\sum_r \frac{h_r}{h_{ik}}(M''_{ik}+M''_{ki}+M^{\circ\prime\prime}_{ik})}{\sum_r \xi\left(\frac{h_r}{h_{ik}}\right)^2(K_{i0}+K_{k0})} \tag{2.26}$$

unde

$\xi = 1$ pentru barele însatrate la extremităţi,

$\xi = \frac{K^{\circ}_{i\theta}}{K_{i\theta}+K_{k\theta}}$ pentru barele încastrate în i şi articulate în k.

Din relaţia (2.26) cu notaţia (2.21) şi ţinînd seama de (2.19) se obţin relaţiile :

$$M''_{ik} = (M^{\circ\prime\prime}_{ik}) = \nu_{ik}\left[\bar{M}_r - \sum_r C_{ik}\left(\rho_{ik}M'_{ik} + \rho_{ki}M'_{ki}\right)\right] \tag{2.27}$$

$$M''_{ki} = \nu_{ki}\left[\bar{M}_r - \sum_r C_{ik}\left(\rho_{ik}M'_{ik} + \rho_{ki}M'_{ki}\right)\right] \tag{2.28}$$

în care s-au făcut notaţiile [1]):

$$\nu_{ik} = (\nu^{\circ}_{ik}) = \frac{\varphi C_{ik}K_{i\theta}}{\sum_r \xi C^2_{ik}(K_{i\theta}+K_{k\theta})} \tag{2.29}$$

$$\nu_{ki} = \frac{C_{ik}K_{k\theta}}{\sum_r \xi C^2_{ik}(K_{i\theta}+K_{k\theta})} \tag{2.}$$

unde ν_{ik} şi ν_{ki} poartă denumirea de „factori de deplasare“ [1] iar c p cientul φ are valorile

$\varphi = 1$ pentru stîlpii încastraţi la extremităţi,

$\varphi = \frac{K^{\circ}_{i\theta}}{K_{i\theta}}$ pentru stîlpii încastraţi în i şi articulaţi în k.

Factorii de deplasare sînt întotdeauna pozitivi şi pentru verificare trebuie să satisfacă relaţia :

$$\sum_r C_{ik}\left(\nu_{ik}+\nu^{\circ}_{ik}+\nu_{ki}\right) = 1. \tag{2.31}$$

Pentru efectuarea calculelor se utilizează relaţiile (2.10); (2.27) şi (2.28). Se calculează mai întîi momentele parţiale din rotirea nodurilor (M_{ik}) cu ajutorul relaţiei (2.10) presupunînd în prima aproximaţie $M'_{ki} = 0$ şi $M'_{ik} = 0$. Cu valorile astfel găsite se determină apoi cu ajutorul relaţiilor (2.27) şi (2.28) momentele parţiale din deplasările nodurilor (M''_{ik}). Se recalculează apoi în mod succesiv momentele M'_{ik} şi M''_{ik} făcîndu-se un număr suficient de iteraţii pentru a se obţine în calcule gradul de precizie dorit. După aceasta se calculează momentele finale cu ajutorul relaţiei de bază (2.1), respectiv (2.2).

Se recomandă ca în cazul cînd în nodurile cadrului sînt aplicate forţe orizontale, calculul să fie început — spre deosebire de cazul cînd asemenea forţe lipsesc — cu determinarea momentelor parţiale din deplasări, deoarece

[1]) Utilizarea relaţiilor (2.29) şi (2.30) presupune înlocuirea stîlpilor articulaţi în fundaţii cu nişte „stîlpi teoretici“ încastraţi în fundaţii, echivalenţi din punct de vedere a deformaţiilor ; deci în aceste relaţii rigiditatea $K_{i\theta}$ şi $K_{k\theta}$ se vor determina pentru toţi stîlpii parterului după relaţiile (1.13) şi (1.14).

în acest fel, datorită faptului că într-un asemenea caz momentul de etaj $\overline{M}_r$ există întotdeauna în relațiile (2.27) și (2.28) precum și datorită faptului că momentele din deplasări sînt de obicei mai mari decît cele din rotiri, se ajunge mai repede la rezultat.

3. CAZURI PARTICULARE

3.1. Cadre cu noduri fixe

În cazul cadrelor cu noduri fixe ($\Delta=0$) momentele parțiale din deplasări sînt nule, în consecință relațiile (2.27) și (2.28) își pierd semnificația. Calculul se efectuează cu ajutorul relațiilor (2.10) și (2.1) respectiv (2.2) în care însă termenii M''_{ik} nu mai apar.

3.2. Cadre cu toți stîlpii unui nivel de aceeași lungime

Stîlpii avînd aceeași lungime ($h_{ik}=h_r$) coeficientul de reducere are valoarea $C_{ik}=1$, cu care relațiile (2.29) și (2.30) devin :

$$\nu_{ik}=(\nu^{0}_{ik})=\frac{\varphi K_{i0}}{\sum\limits_{r}\xi\,(K_{i0}+K_{k0})} \tag{3.1}$$

$$\nu_{ki}=\frac{K_{k0}}{\sum\limits_{r}\xi\,(K_{i0}+K_{k0})}\,. \tag{3.2}$$

În calcule se utilizează relațiile (2.10); (2.27); (2.28) și (2.1) respectiv (2.2) care rămîn neschimbate.

3.3. Cadre cu toți stîlpii parterului încastrați în fundații

Conform celor arătate anterior, în cazul stîlpilor încastrați la ambele extremități, coeficienții ψ, φ și ξ au valorile

$$\psi=1\,;\quad \varphi=1\,;\quad \xi=1\,;$$

și relațiile (2.9); (2.29) și (2.30) devin :

$$\mu_{ik}=-\frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ki}}\cdot\frac{K_{ii}}{\sum\limits_{r}K_{ii}} \tag{3.3}$$

$$\nu_{ik}=\frac{C_{ik}K_{i0}}{\sum\limits_{r}C^{2}_{ik}\,(K_{i0}+K_{k0})} \tag{3.4}$$

$$\nu_{ki}=\frac{C_{ik}K_{k0}}{\sum\limits_{r}C^{2}_{ik}\,(K_{i0}+K_{k0})} \tag{3.5}$$

Relațiile (2.10); (2.27); (2.28) și (2.1) rămîn neschimbate.

3.4. Cadre cu toţi stîlpii parterului articulaţi în fundaţii

Coeficenţii ψ ; φ şi ξ au pentru toţi stîlpii parterului valorile :

$$\psi = \frac{K_{il}^{\circ}}{K_{il}}; \quad \varphi = \frac{K_{i0}^{\circ}}{K_{i0}}; \quad \xi = \frac{K_{i0}}{K_{i0} + K_{k0}}$$

şi relaţiile (2.9); (2.29) şi (2.30) devin

$$\mu_{ik} = -\frac{\beta_{ik}}{\alpha_{ki}} \cdot \frac{K_{il}^{\circ}}{\sum_{k} K_{il}^{\circ}} \tag{3.6}$$

$$\nu_{ik}^{\circ} = \frac{C_{ik} K_{i0}^{\circ}}{\sum_{r} C_{ik}^{2} K_{i0}^{\circ}} \tag{3.7}$$

$$\nu_{ki}^{\circ} = 0. \tag{3.8}$$

Relaţiile (2.10); (2.27); (2.28) şi (2.2) rămîn neschimbate.

3.5. Cadre cu stîlpi fără riglă la nivelul unui etaj

Calculul se face [2] considerînd stîlpul în cauză (fig. 6 şi fig. 7 stîlpul *ik*) ca aparţinînd succesiv la două etaje diferite şi considerînd de fiecare dată

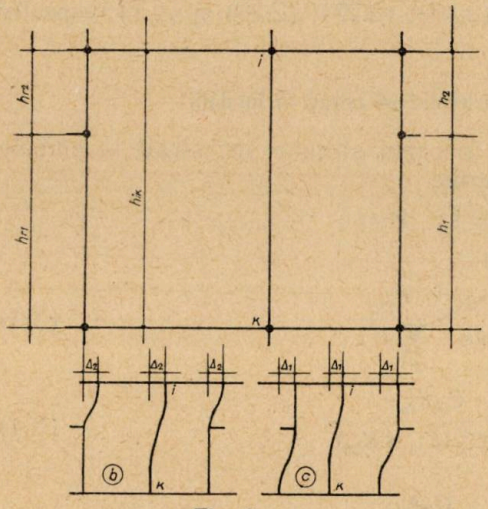


Fig. 6.

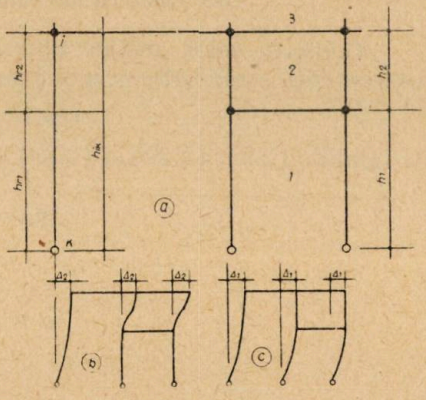


Fig. 7.

structura ca un cadru cu stîlpi de înălţimi diferite, căruia i se dau pe rînd cele două deplasări arătate în fig. 6, *b* şi 6, *c*, respectiv fig. 7, *b* şi 7, *c*.

3.5.1. *Stîlpi încastrați la cele două extremități* (fig. 6)

Considerînd stîlpul ca aparținînd etajului întîi și alegînd pentru acest etaj ca lungime de referință

$$h_{r1} = h_1 \tag{3.9}$$

se obține coeficientul de reducere

$$C_{ik}^{(1)} = \frac{h_{r1}}{h_{ik}} \tag{3.10}$$

care se utilizează pentru calculul stîlpilor de la etajul întîi, obținîndu-se pentru stîlpul considerat, momentele $M_{ik}''^{(1)}$ și $M_{ki}''^{(1)}$.

Considerînd apoi stîlpul ca făcînd parte din etajul al doilea și alegînd pentru acest etaj lungimea de referință

$$h_{r2} = h_2 \tag{3.11}$$

se determină coeficientul de reducere

$$C_{ik}^{(2)} = \frac{h_{r2}}{h_{ik}} \tag{3.12}$$

ce se utilizează pentru calculul stîlpilor de la etajul al doilea obținîndu-se cu această ocazie momentele $M_{ik}''^{(2)}$ și $M_{ki}''^{(2)}$.

Valorile $M_{ik}''^{(1)}$ și $M_{ik}''^{(2)}$ astfel obținute se introduc apoi în relația :

$$M_{ik} = \bar{M}_{ik} + \frac{\alpha_{ik}}{\beta_{ik}} M'_{ik} + M'_{ki} + M_{ik}''^{(1)} + M_{ik}''^{(2)}. \tag{3.13}$$

3.5.2. *Stîlpi articulați la bază* (fig. 7)

Stîlpul *ik* fiind articulat la bază, trebuie determinate caracteristicile „stîlpului teoretic" echivalent introducînd în calcule coeficienții ψ, φ și ξ.

Procedînd ca în cazul precedent se obțin coeficienții de reducere

$$C_{ik}^{(1)} = \frac{h_{r1}}{h_{ik}} \tag{3.14}$$

$$C_{ik}^{(2)} = \frac{h_{r2}}{h_{ik}} \tag{3.15}$$

care se introduc pe rînd în calculul stîlpilor de la etajele respective (fără a omite bineînțeles din calcule nici coeficienții ψ, φ și ξ) în vederea determinării momentelor $M_{ik}''^{(1)}$ și $M_{ik}''^{(2)}$ ce urmează a fi apoi introduse în relația (3.13).

3.6. Cadre din bare cu moment de inerție constant

Toate relațiile stabilite mai sus pot fi ușor particularizate pentru cazul cadrelor din bare cu moment de inerție constant, găsindu-se pe această cale formulele deja cunoscute din literatura de specialitate [1], [2].

Pentru aceasta este suficient ca în toate relațiile stabilite să se înlocuiască unghiurile de rotire pe reazeme cu valorile particulare pe care acestea le au în cazul barelor cu moment de inerție constant :

$$\alpha = \alpha_{ik} = \alpha_{ki} = \frac{l}{3EI} \tag{3.16}$$

$$\beta = \beta_{ik} = \beta_{ki} = \frac{l}{6EI}. \tag{3.17}$$

Cu aceste valori rigiditățile barei cu încastrări la ambele extremități [vezi relațiile (1.10); (1.11); (1.12); (1.13) și (1.14)] capătă forma :

$$K_{ii} = K_{kk} = -\frac{4EI}{l} \tag{3.18}$$

$$K_{ik} = K_{ki} = -\frac{2EI}{l} \tag{3.19}$$

$$K_{i\theta} = K_{k\theta} = \frac{6EI}{l} \tag{3.20}$$

iar rigiditățile barei cu o încastrare și o articulație [vezi relațiile (1.15) și (1.16)] iau aspectul :

$$K^{\circ}_{ii} = -\frac{3EI}{l} \tag{3.20'}$$

$$K^{\circ}_{i\theta} = \frac{3EI}{l}. \tag{3.21}$$

Cu aceste valori relația de bază (2.1) devine [1]:

$$M_{ik} = \bar{M}_{ik} + 2M'_{ik} + M'_{ki} + M''_{ik}. \tag{3.22}$$

Relația (2.10) rămîne neschimbată dar factorul de rotație (2.11) are valoarea :

$$\mu_{ik} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\psi K_c}{\sum\limits_{k} \psi K_c} \tag{3.23}$$

unde :

$\psi = 1$ pentru barele încastrate la cele.două extremități ;

$\psi = \frac{3}{4}$ pentru barele cu o încastrare și o articulație și unde s-a făcut notația :

$$K_c = \frac{I_{ik}}{l_{ik}}. \tag{3.24}$$

Pentru verificare, factorii de rotație trebuie să satisfacă relația :

$$\sum_k \mu_{ik} = -\frac{1}{2}. \tag{3.25}$$

Pentru calculul momentelor parțiale din deplasările nodurilor se remarcă faptul că factorii ρ_{ik} și ρ_{ki} [vezi relațiile (2.22), (2.23) și (2.24)] au valoarea

$$\rho = 3\varepsilon \tag{3.26}$$

unde :

$\varepsilon = 1$ pentru barele încastrate la cele două extremități ;

$\varepsilon_{ik} = \frac{2}{3}$ și $\varepsilon_{ki} = 0$ pentru barele articulate în extremitatea k.

Dacă în relațiile (2.27) și (2.28) se introduce valoarea (3.26) și se scoate 3 factor comun, acestea pot fi puse sub forma :

$$M''_{ik} = (M^{\circ''}_{ik}) = M''_{ki} = \nu^c \left[\bar{M}^c_r - \sum_r C_{ik}(\varepsilon M'_{ik} + M'_{ki})\right] \tag{3.27}$$

în care s-au utilizat notațiile :

$$\nu^c = \nu^c_{ik} = \nu^c_{ki} = (\nu^{\circ c}_{ik}) = \frac{3\varphi C_{ik} K_c}{2\sum_r \xi C^2_{ik} K_c} \tag{3.28}$$

$$\bar{M}^c_r = \frac{\bar{M}_r}{3} \tag{3.29}$$

unde

$\varphi = 1$ și $\xi = 1$ pentru barele încastrate la cele două extremități ;

$\varphi = \frac{1}{2}$ și $\xi = \frac{1}{4}$ pentru barele cu o încastrare și o articulație.

Pentru verificare factorii de deplasare trebuie să verifice relația :

$$\sum_r C_{ik}(\nu^c_{ik} + \nu^{\circ c}_{ik} + \nu^c_{ki}) = 3. \tag{3.30}$$

4. SIMPLIFICĂRI IN CALCULE

În cazul cadrelor simetrice, încărcate simetric sau antisimetric, calculul poate fi efectuat numai pentru jumătatea structurii [2].

Astfel dacă axa de simetrie cade în mijlocul unei deschideri (cadre cu număr impar de deschideri), riglele tăiate de axa de simetrie pot fi înlocuite — după calculul momentelor de încastrare perfectă — cu rigle încastrate în axa de simetrie a sistemului. Pentru determinarea „factorilor de rotație" în

cazul unei încărcări simetrice aceste grinzi vor fi luate în considerare în calcul cu o rigiditate : [1])

$$K'_{ii} = \left(1 - \frac{\beta}{\alpha}\right) K_{ii} = -\frac{\alpha-\beta}{\alpha} \cdot \frac{\alpha}{\alpha^2-\beta^2} = -\frac{1}{\alpha+\beta} \tag{4.1}$$

dacă au moment de inerție variabil și

$$K'_{ii} = 0{,}5 K_{ii} = -0{,}5 \frac{4EI}{l} = -\frac{2EI}{l} \tag{4.2}$$

dacă au moment de inerție constant. În cazul încărcării nesimetrice rigiditatea grinzilor încastrate în axa de simetrie se ia :

$$K'_{ii} = \left(1 + \frac{\beta}{\alpha}\right) K_{ii} = -\frac{\alpha+\beta}{\alpha} \cdot \frac{\alpha}{\alpha^2-\beta^2} = -\frac{1}{\alpha-\beta} \tag{4.3}$$

dacă acestea au moment de inerție variabil și

$$K'_{ii} = 1{,}5 K_{ii} = -1{,}5 \frac{4EI}{l} = -\frac{6EI}{l} \tag{4.4}$$

dacă au moment de inerție constant.

Dacă însă axa de simetrie cade în axul unui stîlp (cadre cu număr par de deschideri) în cazul unei încărcări simetrice, calculul se va efectua considerînd toate nodurile care cad în axa de simetrie ca fiind perfect încastrate, întrucît fibra medie a stîlpului care coincide cu axul de simetrie al sistemului rămîne nedeformată. În cazul încărcării antisimetrice, odată cu divizarea sistemului în două jumătăți se divizează (în sens longitudinal) și stîlpul ce cade în axa de simetrie, luîndu-se în calcul — pentru jumătatea de stîlp astfel obținută — jumătate din valoarea reală a rigidității stîlpului.

Pe de altă parte — în toate cazurile arătate mai sus avînd în vedere că în calcul nu se ia în considerare decît jumătate din structură „momentul unui etaj" va fi :

$$\bar{M}'_r = \frac{\bar{M}_r}{2} \tag{4.5}$$

în cazul cadrelor cu moment de inerție variabil și

$$\bar{M}'^{c}_r = \frac{\bar{M}^c_r}{2} \tag{4.6}$$

în cazul cadrelor cu moment de inerție constant ; dimpotrivă, coeficientul de deplasare va fi :

$$\nu'_{ik} = 2\nu_{ik} \tag{4.7}$$

respectiv

$$\nu'^{c}_{ik} = 2\nu^c_{ik} . \tag{4.8}$$

[1]) Grinda fiind simetrică $\alpha_{ik} = \alpha_{ki} = \alpha$.

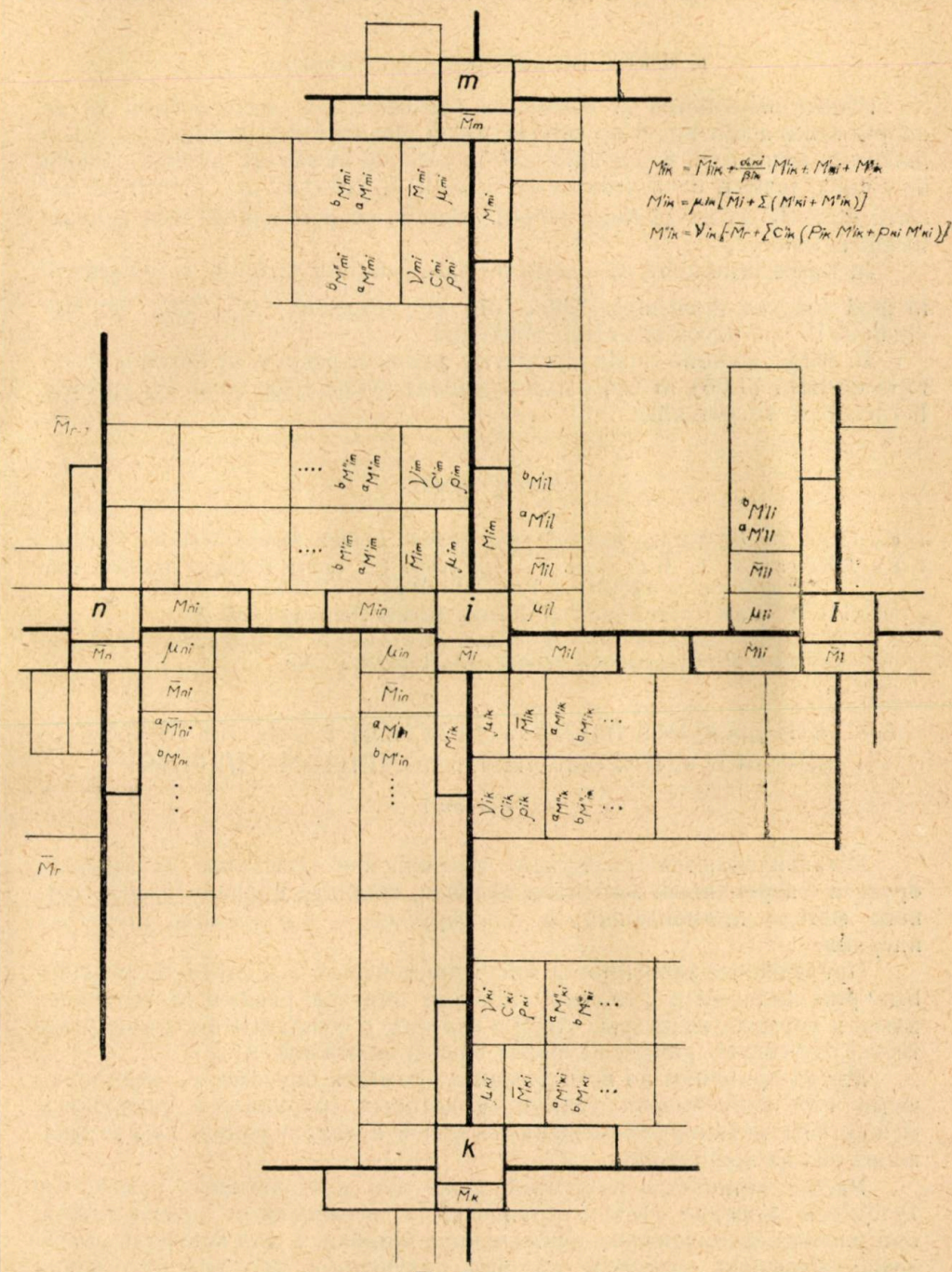

m
n
i
l
k
$M_{in} = \bar{M}_{ik} + \frac{\alpha_{ni}}{\beta_{in}} M_{in} + M'_{ni} + M''_{in}$
$M'_{in} = \mu_{in}[\bar{M}_i + \Sigma(M'_{ki} + M''_{in})]$
$M''_{ik} = \gamma_{in}[\bar{M}_r + \Sigma c_{in}(p_{ik} M_{ik} + p_{ni} M'_{ni})]$

Fig. 8.

5. MODUL DE AŞEZARE A CALCULELOR

Pentru prezentarea şi efectuarea calculelor este recomandabil să se adopte schema din fig. 8 pe care se aşază mai întîi datele numerice determinate în prima fază a calculului : momentele de încastrare perfectă, factorii de rotaţie, factorii de translaţie, coeficienţii de reducere etc. Momentul fiecărui etaj $\overline{M}_r$ se aşază lîngă stîlpul exterior, pe partea unde sînt aplicate forţele exterioare.

În fazele următoare de calcul, pe baza relaţiilor stabilite, se determină în mod succesiv momentele ${}^{a}M'_{ik}$, ${}^{b}M'_{ik}$ etc, respectiv ${}^{a}M''_{ik}$, ${}^{b}M''_{ik}$ etc, trecîndu-se fiecare în coloana corespunzătoare.

În sfîrşit, valorile finale ale acestor momente parţiale se introduc în relaţia de bază (1.26) în vederea determinării momentelor reale din capetele fiecărei bare a sistemului.

BIBLIOGRAFIE

1. Kani G, *Die Berechnung mehrstöckiger Rahmen,* Editura Konrad Wittwer, Stuttgart.
2. Le Chevalier J., Gardosi E., Le calcul des cadres à étages multiples irréguliers par la méthode de Kani, ACIER-STAHL-STEEL, nr. 3, 1960.
3. Mazilu P., *Statica construcţiilor II,* Editura Tehnică, Bucureşti 1959.
4. Avram C., *La généralisation de la méthode Cross pour le calcul des structures hyperstatiques,* Tipografia Gh. Hălmăgeanu, Timişoara 1949.

К СТАТИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ЯРУСНОЙ РАМЫ ИЗ ПРЯМЫХ БРУСЬЕВ, С ПЕРЕМЕННЫМ МОМЕНТОМ ИНЕРЦИИ

(РЕЗЮМЕ)

Устанавливаются расчетные соотношения для рам из прямых брусьев с переменным моментом инерции, обобщая принцип уже известного метода применяющегося для брусьев с постоянным моментом инерции.

Приведенные зависимости могут применяться и в случае нерегулярных рам (например рамы со столбами партера различной величины, рамы у которых некоторые столбы связяны с фундаментом, рамы у которых отсуствуют ригели науровне одного из этажей, и тд.).

Метод применим ко всем рамам с прямыми брусями и с неподвижными или подвижными узлами, у которых сохраняется паралелизм между возможными перемещениями узлов и направлением перерезывающих сил на концах опор.

Расчет отличается простотой, даже при многоэтажных рамах, где требуется решение систем уравнений с несколькими неизвестными. при расчете автоматически исключаются ошибки, а для контроля достаточно проверить конечные данные, полученные для каждого конца брусьев.

SUR LE CALCUL STATIQUE DES CADRES ÉTAGÉS FORMÉS DE BARRES DROITES À MOMENT D'INERTIE VARIABLE

(RÉSUMÉ)

On établit une série de relations de calcul, appliquables aux cadres formés de barres droites à moment d'inertie variable, en généralisant le principe d'une méthode connue maïs utilisable seulement pour le calcul des cadres de barres droites à moment d'inertie constant.

Les relations établis sont élargies aussi pour les cadres qui présentent diverses irrégularités (par ex. des cadres aux poteaux de rez-de chaussée de hauteurs différentes, cadre où certaines de ces poteaux sont articulés ou pied, ou des ouvertures sont dépourvues de travarses au niveau d'un étage etc.).

La méthode este appliquable à tous les cadres formés de barres droites à noeuds fixes déplaçables, où il existe un parallélisme entre les déplacements possibles de noeuds et la direction de l'effort tranchant du bont des poteaux.

La marche des calculs est aussi simple que possible. Même pour les cadres à grand nombre d'étages il n'est point nécessaire de recourir à des calculs incommodes, comme par ex, la solution de quelques systèmes d'équations multiples, où mènent d'autres méthodes de calcul similaires. De même, toutes les erreurs commises s'éliminent de soi, et pour vérifier les résultats on n'est plus obligé de contrôler le calcul complet, maïs seulement les valeurs finales obtenues pour chacune des extrémités des barres du système.

SISTEM SUSPENDAT PENTRU TRECEREA CONDUCTEI DE GAZ PESTE MUREȘ

DE

MATEESCU D., BOTA V., ROȘU D., în colaborare cu D.S.A.P.C.B. [1])

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 7—14 aprilie 1962.

Pentru alimentarea cu gaz metan a unor complexe industriale precum și a instituțiilor importante dintr-un oraș din regiunea Banat, a fost necesară executarea unei traversări peste rîul Mureș.

În zona indicată de traversare, prin planul de ansamblu al alimentării cu gaz, lățimea albiei, care urmează să fie traversată, este de circa 200 m.

Studiindu-se la fața locului condițiile de traversare, apar posibile două soluții.

I. Traversare cu conductă îngropată în albia rîului.

II. Traversare aeriană.

Prima soluție are avantajul unei traversări care nu modifică cu nimic perspectiva locului înconjurător, dar din cauza execuției complicate și a materialelor speciale necesare, de care la ora actuală nu se dispune, această soluție este eliminată de la început.

În ceea ce privește cea de a II-a soluție, se pot distinge ca posibile două variante.

1) Traversare aeriană independentă

2) Traversare aeriană cu utilizarea infrastructurii existente a unui pod de șosea distrus, infrastructură care se găsește la o distanță mică de traseul rețelei de gaz.

1. SISTEME DE TRAVERSARE AERIANĂ INDEPENDENTE

În prima variantă sînt raționale din punct de vedere tehnico-economic sisteme cu o singură deschidere de circa 200 m, reducîndu-se astfel la minimum numărul pilelor, culeelor, blocurilor de ancorare, evitîndu-se și executarea pilelor intermediare în albie.

Ținînd seama de deschiderea mare și de încărcările mici aduse de conductă, singurele soluții economice sînt date de sistemele suspendate, sisteme care pot fi realizate în mai multe moduri.

---

[1]) Studiul și proiectul au fost întocmite în 1961 în cadrul atelierelor de Rezistență și Organizări D.S.A.P.C.B.

1.1. Sistem suspendat cu 3 cabluri, fără nod central

(cu un cablu portant în plan vertical şi două cabluri în plan orizontal, toate în formă de lănţişor) (fig. 1 şi fig. 2).

Cablul portant este rezemat pe doi piloni şi ancorat în două blocuri situate la o distanţă de circa 1/4 l de piloni. Acest cablu preia sarcinile verticale ale conductei prin intermediul unor tiranţi.

Cele două cabluri orizontale, sînt rezemate pe nişte console ale pilonilor şi ancorate în aceleaşi blocuri de ancorare şi au rolul de a prelua încărcările orizontale din vînt.

Acest sistem are marele desavantaj că permite deformaţii mari, atît în plan vertical cît şi în plan orizontal. Încărcarea din vînt fiind dinamică,

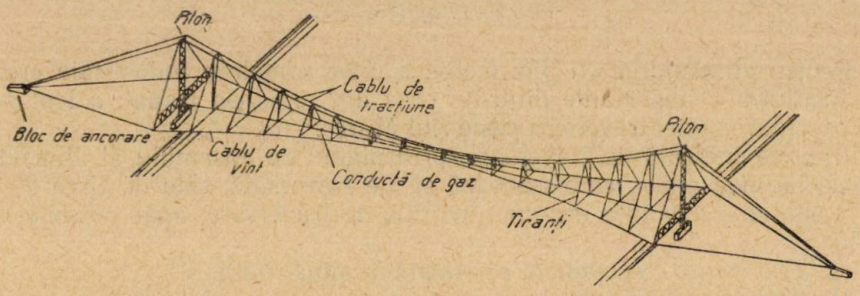


Fig. 1.

amplitudinile oscilaţiilor cauzate de vînt devin foarte mari, devenind chiar periculoase, în cazul intrării lor în rezonanţă.

Fenomenul de rezonanţă poate să apară la o solicitare din vînt mai mică decît cea de calcul, lucru foarte dificil de prins în calcule. Relaţiile de calcul în acest sens care se găsesc în literatura tehnică de specialitate sînt date cu rezervă, recomandîndu-se studierea comportării sistemului pe machetă în tunele aerodinamice.

1.2. Sistem suspendat cu 3 cabluri şi nod central

Principiul de alcătuire este acelaş ca la 1.1, cu deosebire că cele trei cabluri sînt prinse rigid într-un nod central, la mijlocul deschiderii. Acest nod are ca efect o reducere considerabilă a deformaţiilor, reprezentînd astfel o îmbunătăţire a primului sistem.

1.3. Sistem suspendat cu 4 cabluri şi nod central

Faţă de sistemul 1.2 sistemul acesta mai are un cablu în plan vertical cu curbura în jos, care are rolul de a preîntinde cablul portant vertical (fig. 3) reducînd astfel mai mult amplitudinea oscilaţiilor. [3]

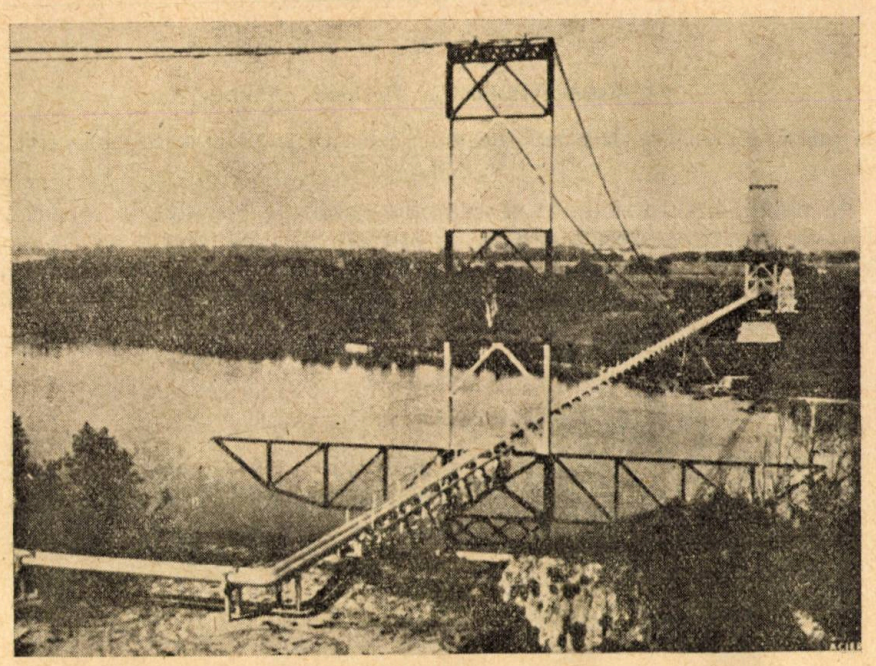


Fig. 2.

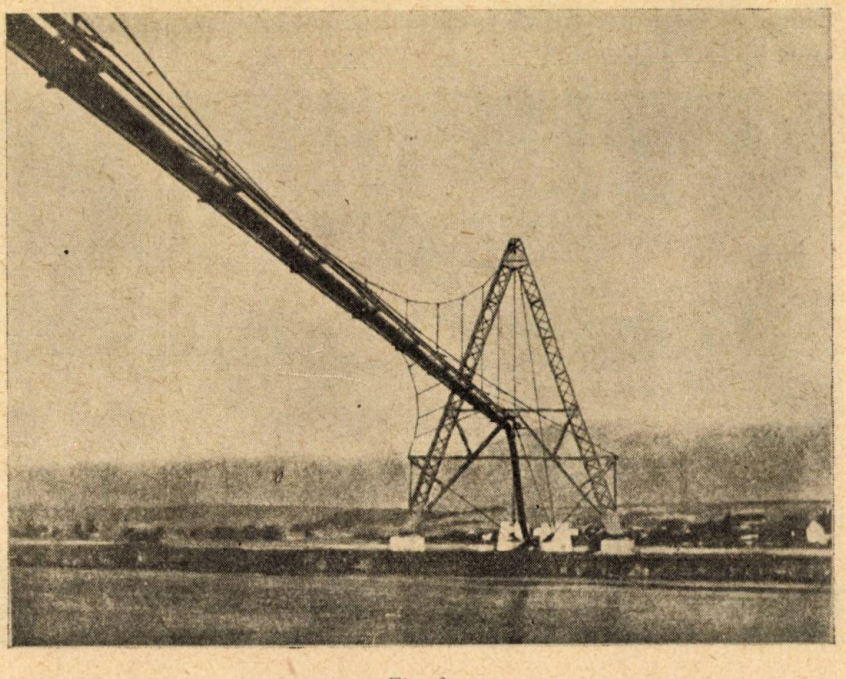


Fig. 3.

1.4. Sistem suspendat cu 3 cabluri, preîntinse

(două cabluri portante în plane înclinate şi un cablu de preîntindere cu curbură în jos). (fig. 4 şi 5). [2]

Pe piloni, în formă de Y, se reazemă cablurile portante şi ancorate în blocuri de ancorare. Aceste cabluri preiau atît sarcinile verticale cît şi cele orizontale. Unghiul format de cele 2 plane ale cablurilor portante, de circa 60—75°, se determină în aşa fel ca rezultanta sarcinilor minime verticale şi

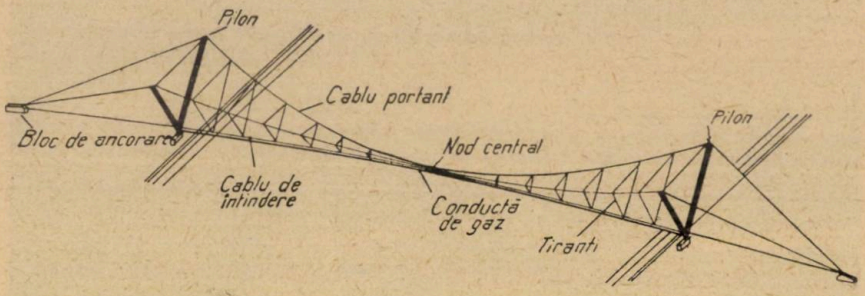


Fig. 4.

a celor maxime orizontale să fie cuprinsă în acest unghi, asigurînd astfel eforturi de întindere în orice moment în ambele cabluri.

Cablul al 3-lea are rol de preîntindere a cablurilor portante, reducînd astfel amplitudinea oscilaţiilor.

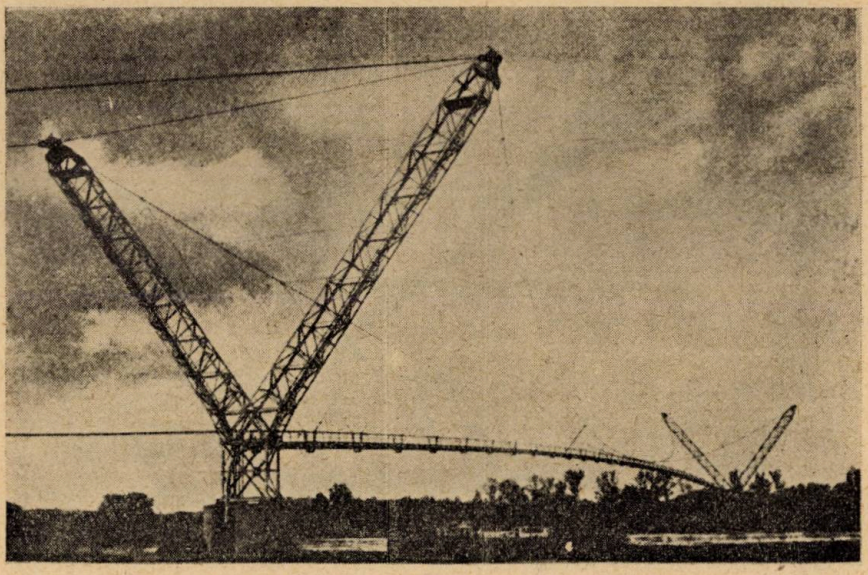


Fig. 5.

Valoarea minimă de preîntindere se poate determina din condiția ca la temperatură maximă să avem în cablul de întindere un efort nul, sau valoare mică, iar la temperatura minimă avînd un efort mare de preîntindere, care conduce la mărirea rigidității spațiale a sistemului în timpul iernii, cînd apar și solicitările maxime (polei, vînt etc.).

Dintre aceste sisteme indicii tehnico- economici cei mai avantajoși îi prezintă ultimul sistem care are doar 3 cabluri, dintre care unul de preîntindere.

2. SISTEME DE TRAVERSARE AERIANĂ CU UTILIZAREA INFRASTRUCTURII EXISTENTE

În această variantă se folosesc pilele și culeele existente ale unui pod metalic de șosea cu 3 deschideri (56,50+73,0+56,50 m), distrus.

Prin reutilizarea infrastructurii podului se elimină lucrările de infrastructură ale sistemului de traversare, fiind totuși necesare mici lucrări de reparație.

În această variantă sînt posibile sistemele.

2.1. Sistem suspendat cu 3 deschideri

Se realizează pe baza sistemului 1.1 sau 1.2 cu deosebirea că suspendarea conductei se face și în deschiderile între piloni și blocurile de ancorare (fig. 6).

Ancorarea neputîndu-se face de culeele existente, care nu sînt dimensionate pentru aceste sarcini, este necesară realizarea unor blocuri de ancorare în spatele culeelor, prin acest fapt devenind utilizabile de fapt doar pilele.

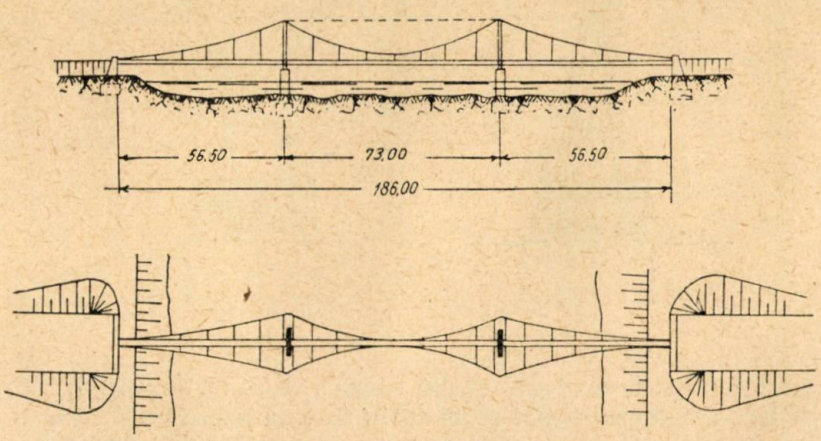


Fig. 6.

De asemenea pentru aceste sisteme deschiderile marginale trebuie să reprezinte circa jumătate din deschiderea centrală, pentru a putea realiza piloni articulați pe pile. În cazul nostru, neavînd asigurat acest raport și

nici posibilitatea de a încastra pilonul pe pilă, se impune introducerea unei legături superioare a celor 2 piloni.

Din cele arătate, în aceste condiţii acest sistem nu prezintă nici-un avantaj.

2.2. Sistem cu tiranţi şi 4 piloni

La aceste sisteme conducta este folosită ca element de rezistenţă, tiranţii avînd rolul de reazeme intermediare a conductei.

Numărul reazemelor intermediare se alege astfel ca dimensiunile conductei determinate pe considerente de exploatare (debit), să nu fie majorate.

Tiranţii de susţinere intermediară a conductei sînt susţinuţi de piloni montaţi pe pile sau culei şi pile, avînd sau nu şi blocuri de ancoraj.

Un sistem posibil este cel indicat în fig. 7.

Pe pile şi culei se montează 4 piloni de care se fixează tiranţii reazemelor intermediare. Doarece piloñii nu se încastrează în culei sau pile apar

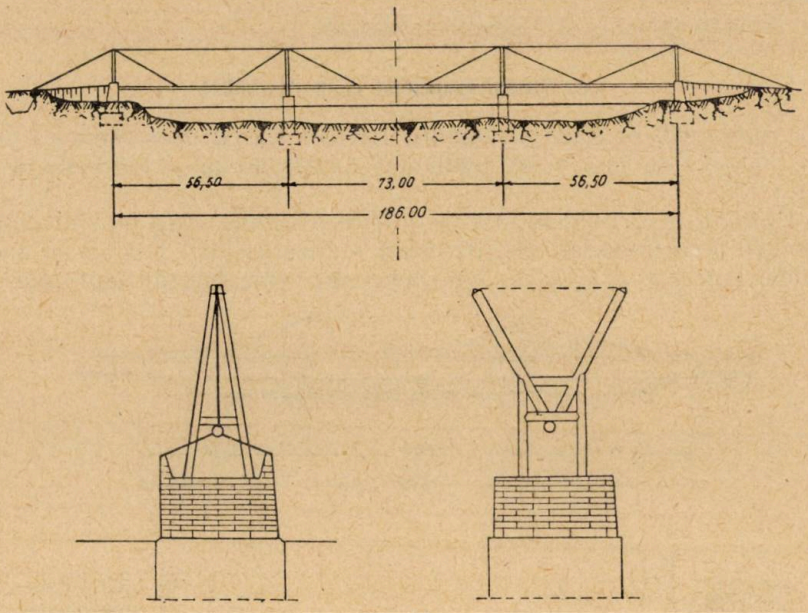


Fig. 7.

necesare blocurile de ancorare şi din cauza raportului nepotrivit, între cele 3 deschideri, apare ca necesar şi un cablu care să fixeze partea superioară a pilonilor. În conductă apar momente de încovoiere în zona centrală.

Sistemul de tiranţi poate să fie realizat în 2 alternative.

a) Sistem de tiranţi portanţi în plan vertical şi două sisteme de tiranţi în plan orizontal.

b) Sistem de tiranţi portanţi în 2 plane înclinate.

2.3. Sistem cu tiranți cu 2 piloni

În această alternativă se renunță la pilonii de pe culee și la blocurile de ancorare (fig. 8).

Din cauza raportului între deschideri nepotrivit, capătul pilonului trebuie să fie fixat de culee cu un tirant, pentru a nu se deplasa spre mijlocul deschiderii, unde tirantul are sarcina mai mare.

Deoarece pot să apară și sarcini nesimetrice, capetele pilonilor se fixează de asemenea între ele.

Ținînd seama că culeele nu pot prelua sarcini din tiranți, pentru a nu se realiza noi blocuri de ancorare, ancorarea tiranților se face de conductă introducîndu-se astfel în aceasta eforturi de compresiune.

Și în acest caz, sistemul de tiranți se poate realiza în alternativele arătate la 2.2.

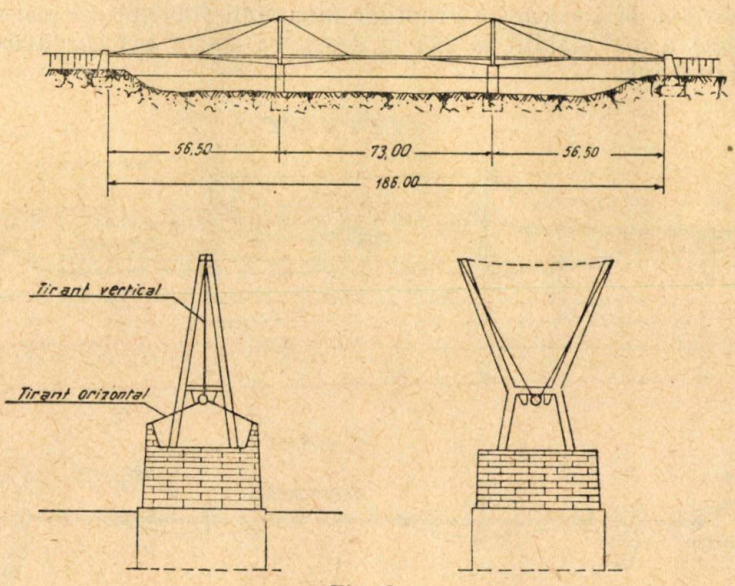


Fig. 8.

Din toate sistemele prezentate, avantajele tehnico-economice cele mai mari le prezintă ultimul sistem : sitem cu tiranți cu 2 piloni, deoarece :

a) Utilizează conducta ca element de rezistență.

b) Nu necesită nici un element suplimentar de infrastructură (pile, culei, blocuri de ancorare).

c) Are numărul cel mai redus de piloni și cu dimensiunile cele mai mici, lucru foarte important în privința încadrării sistemului în ansamblul înconjurător.

d) Neavînd ancoraje suplimentare nu stînjenește circulația pe maluri.

e) Rigiditatea generală a sistemului cu tiranți este mai mare ca a celui suspendat.

f) Execuția și montajul este cu mult mai simplu, față de sistemul suspendat.

3. SOLUȚIA ADOPTATĂ

Față de cele arătate mai sus, soluția cea mai indicată pentru cazul dat de traversare este sistemul cu tiranți și 2 piloni, cu cablu portant în plan vertical și 2 cabluri orizontale de rigidizare (fig. 9).

3.1. Dimensiuni. Sistem static.

Dimensiunile generale ale sistemului de traversare au fost stabilite ținînd seama de :

— Nivelul de ancorare a tiranților orizontali (nivelul cel mai scăzut al construcției) a fost stabilit la 2,00 m deasupra apelor extraordinare cu asigurarea 1/100 ani.

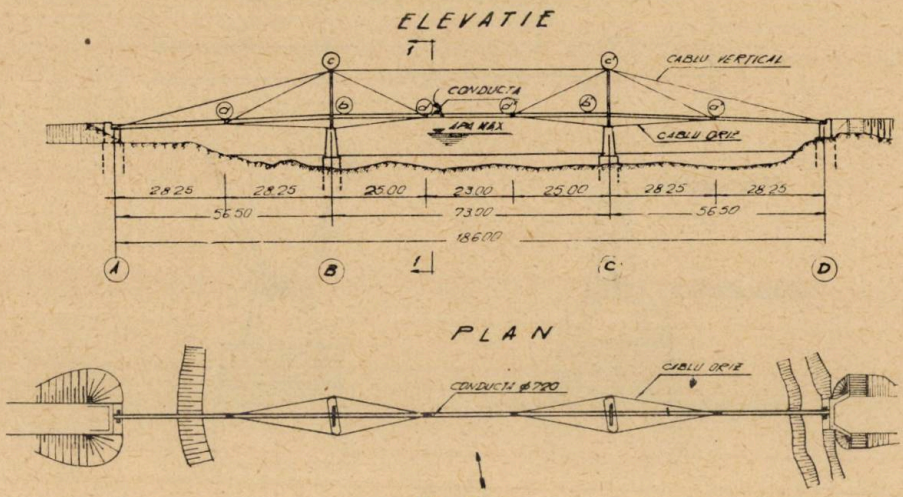


Fig. 9.

— Axul conductei se fixează față de acest punct la o înălțime de 1,75 m, adică circa 1/41,5 *l* (*l* fiind deschiderea centrală).

— Înălțimea pilonului, față de axul conductei, s-a ales 12,5 m, adică circa 1/6 *l*.

— Fixarea tiranților orizontali s-a făcut la marginea pilelor, la circa 5,00 de axul conductei (1/14,6 *l*).

Deoarece pe pile conducta este la un nivel mai ridicat, pentru a nu se executa și supraînălțări ale culeelor, conducta între culee și pile se execută în pantă.

Sistemul de rezistență vertical este alcătuit din :

— doi piloni în formă de A realizați din țeavă ϕ 400 mm unul rezemat articulat, pe pilă, celălalt simplu rezemat.

— conducta ϕ 700 mm rezemată artificial de piloni, simplu rezemată pe pile și susținută intermediar de tiranți.

— tiranți de susținere intermediară a conductei,

— tiranți de rigidizare a sistemului, sistemul fiind static determinat exterior și de 7 ori static nedeterminat interior.

Sistemul orizontal este format de :

— console fixate la becurile pilelor,

— conducta,

— tiranți orizontali de susținere intermediară a conductei.

Pentru simplificarea lucrărilor și pentru reducerea tiranților de rigidizare orizontali, tiranți orizontali de susținere sînt fixați de becurile pielei și nu de console legate de pilonul mobil, cum ar fi fost normal. Solicitările suplimentare care ar apărea din variația de temperatură sînt mici deoarece conducta este izolată termic.

3.2. Calculul sistemului.

Încărcările care au fost luate în considerare sînt :

— greutatea proprie (conductă, izolație, cabluri și dispozitivul de întreținere a conductei format din 2 șine pe care se deplasează un cărucior),

— încărcarea cu zăpadă și polei,

— vînt,

— variația de temperatură (± 10 °C pentru conductă și -45 °C și $+35$ °C pentru cabluri).

Solicitările au fost calculate separat pentru sistemul vertical și pentru cel orizontal cu metoda eforturilor, ținînd seama de modulii de elasticitate :

— conductă $E_0 = 2{,}1 \times 10^6$ kg/m^2 ;

— cabluri $E_c = 1{,}6 \times 10^6$ kg/m^2.

Conducta se execută din tuburi ϕ 720 mm cu grosime de 7 mm, țevi sudate în spirală, livrate de fabrica „București" considerîndu-se ca rezistențe admisibile cele corespunzătoare OL 38.

Cablurile au fost prevăzute a se executa cu o limită de rupere $\sigma_r = 120$ kg/mm^2, coeficientul de siguranță fiind de $C_c = 4$. [1].

Deoarece tiranții de rigidizare, în cazul variației de temperatură, pot să rămînă fără efort, s-a prevăzut introducerea unui efort inițial de întindere pentru a fi în orice situație întinși. Evident de acest efort inițial s-a ținut seama la calculul întregului sistem.

3.3. Detalii constructive.

Pilonii se realizează din țevi ϕ 400 mm pentru a realiza un asamblu arhitectural mai reușit precum și pentru a simplifica execuția. Forma A s-a ales pentru a permite circulația unui cărucior de întreținere suspendat de

conductă, precum şi pentru a avea stabilitate mai mare în planul pilei. Rezemarea pilonilor se face pe pile prin intermediul unor aparate de reazem cu rulouri (cel mobil) precum şi cu dispozitiv de împiedicare a ridicării de pe reazem (fig. 10).

Conducta se realizează din ţevi sudate în spirală sudate cap la cap. Rezemarea de pilon se face prin articulaţii în ambele planuri realizate sub forma unor mici aripioare din oţel patrat fixate pe inele de rigidizare, ce

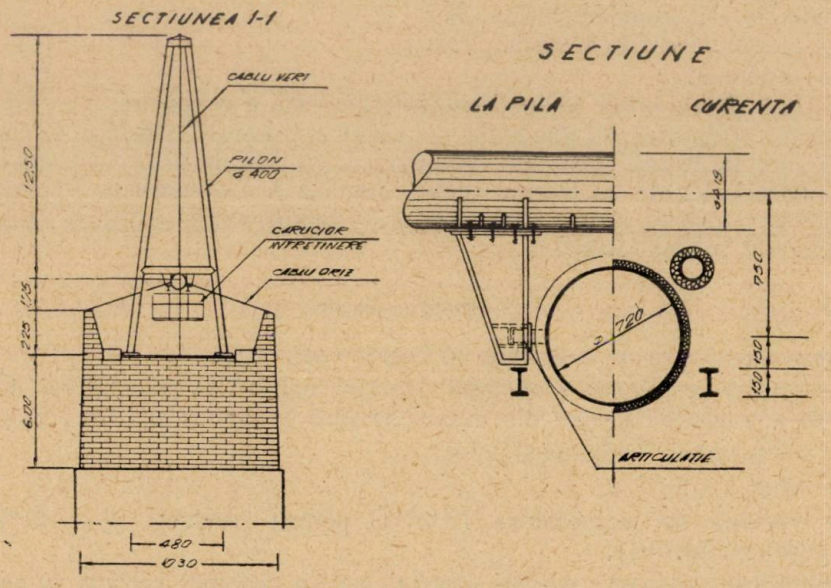


Fig. 10.

se reazemă pe rigla orizontală a pilonului prin intermediul unor console verticale. Pe culei reazemele simple se realizează în mod similar cu deosebirea că permit şi deplasări în lung.

Pentru a izola sitemul de traversare de restul conductei de gaz, în spatele culeelor se execută cămine de vizitare în care sînt prevăzuţi compensatori de dilataţie, realizaţi pe principiul presetupei.

Tiranţii se realizează, din cabluri indigene de construcţie normală zincată 6×19 cu inimă metalică conform STAS 1354-50 cu sîrme de 2 mm, cablurile avînd diametrul de 31 şi 40 mm.

La capete, cablurile se fixează în pîlnii de ancorare prin desfacerea firelor, decaparea lor şi umplerea pîlniei cu plumb. Aceste pîlnii, prin intermediul unor urechi, se fixează de pilon sau conductă, cu bulon.

Pentru introducerea eforturilor iniţiale, reglare, fiecare tirant este prevăzut cu un întinzător.

3.4. Montarea.

După completarea pilelor cu elemente de fixare și rezemare a tiranților și pilonilor se trece la montarea pilonilor.

Pilonii se aduc în poziții orizontale lîngă pile pe 2 pontoane și se ridică partea inferioară pe pilă și apoi cu o bigă sînt ridicați în poziție verticală și ancorați provizoriu.

Conducta se lansează, prin tractare, din 3 tronsoane (asamblate pe mal) folosind ca reazeme intermediare niște pontoane cu eșafodaj executat pe ele prevăzut la partea superioară cu role. După efectuarea sudurilor de montaj la conductă se trece la fixarea tiranților. Se fixează cablurile superioare întinse inițial cu un troliu, se fixează tiranții de susținere intermediară, apoi cei în plan orizontal.

Prin întinzători se reglează poziția exactă a conductei.

3.5. Indici tehnico-economici.

Pe baza extrasului de material precum și a documentației economice, pentru această traversare au fost obținuți următorii indici tehnico-economici, considerînd la cost conducta propriu-zisă inclusă în rețeaua de alimentare cu gaz.

a) Indicii de consum

— Conducta	135,00 kg/m
— Pilon, aparate reazem	55,00
— Ancorare cabluri	37,00
— Dispozitiv de revizie	22,00
Total oțel OL 38	249,00 kg/m
Cabluri	14,00 kg/m

b) Indici de cost

— Cost materiale	1 000,00 lei/m
— Cost monaperă	156,00 lei/m
— Cost utilaj	40,00
Cost total	1 196,00 lei/m

(În acești indici de cost nu s-a ținut seama de cheltuielile de organizare, aceste cheltuieli fiind incluse în devizul general de organizare).

BIBLIOGRAFIE

1. E. E. Gibșam, *Metalliceskie Mosti na avtomobilnih dorogah*, Moskva 1954.
2. Franz Masanz, Die Barbarabrücke über die Donau ein neuartiges Hängebrückensystem zur überführung einer Erdgasleitung in der Nähe von Schwechat bei Wien. — Der STAHLBAU — august 1959.
3. Une solution originale de franchisement d'une brèche — Le passage de la Meuse du Feeder à gaz de l'Est. — ACIER, STAHL, STEEI — no. 10 (octobre) 1955.

ПОДВЕСКА ДЛЯ ГАЗОПРОВОДА ЧЕРЕЗ РЕКУ МУРЕШ

(РЕЗЮМЕ)

Для газопровода при переходе через реку Муреш, разработаны различные виды подвесок. Канатные систем в виде цепочки были исключены из за больших деформаций и черезмерных амплитуд собственных колебани, с трудом подающихся расчету.

Предлагается новое решение на основе существующего моста с тремя неравными пролетами ; осуществляется подвеска с двумя видами тяг : в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Подвеска предварительно растянута ; трубопровод представляет собой элемент прочности.

Такая система имеет повышенную жесткость и исключает анкерные блоки, т. к. вводится осевое сжимающее усилие в трубопровод.

SYSTÈME SUSPENDU POUR LE PASSAGE DE LA CONDUITE D'ALIMENTATION À GAZ SUR LE MUREŞ

(RÉSUMÉ)

Pour la traversée de la conduite d'alimentation à gaz sur le Mureş, on étudie différents types de systèmes suspendus.

Les systèmes à ouverture et câble en forme de chaînette on été éliminés à cause des grandes déformations et de l'amplitude et fréquence des oscillations propres, très difficiles à etablir sans recourir aux essais aérodynamiques.

On adapte une solution qui utilise l'infrastructure existente d'un pont à trois ouvertures (arches) inégales, réalisant un système suspendu à deux types de tirants, dans le plan vertical et horizontal, prétensionnés au préalable, la conduite étant un élement de résistance.

Le système prèsente une plus grande rigidité et élimine les blocs d'ancrage, par l'introduction d'une force axiale de compression dans la conduite.

RECONSTRUCȚIA UNEI HALE PENTRU FORJĂ, CONSTRUCȚIE CU SCHELET METALIC

— STUDIU ȘI PROIECT —

DE

D. MATEESCU, V. BOTA, D. ROȘU în colaborare cu D.S.A.P.C.B.[1])

Comunicată în sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 7—14 aprilie 1962.

1. GENERALITĂȚI

În vederea măririi capacității de producție a unei unități industriale din regiunea noastră, a fost necesară dezvoltarea unei secții de bază, forjă. Această dezvoltare se face prin mărirea suprafeței de producție, printr-o construcție nouă în preajma forjei existente, extindere prevăzută în planul de sistematizare pe terenul liber existent între hala veche și grupul social în construcție precum și prin reconstrucția halei existente, hală necorespunzătoare atît în ceea ce privește asigurarea condițiilor optime de muncă cît și a modernizării procesului de producție.

După cum se vede la reconstrucția halei pentru forjă se disting două etape de execuție :

a) executarea unei hale noi în prelungirea halei vechi pe terenul liber pînă la grupul social pe o lungime de cca. 42 m.

b) executarea halei noi peste hala veche pe o lungime de cca. 70 m, lucrarea executîndu-se fără întreruperea procesului de producție.

La stabilirea soluțiilor generale este necesar să se trateze forja în ansamblu, ținîndu-se seama de :

— În faza finală cele două părți ale construcției să reprezinte un ansamblu unitar, care să se înscrie în linia generală a construcțiilor în planul de sistematizare.

— Etapa 2-a să se poată executa fără întreruperea procesului de producție ;

— Să se asigure o rapiditate de execuție și un montaj simplu cu utilaje de care dispune executantul ;

— Volumul de construcție să fie minim ;

— Să se asigure condiții optime de luminare și ventilare naturală ;

[1]) Proiectul de execuție a fost întocmit în anul 1960 și 1961 în cadrul atelierului de Rezistență D.S.A.P.C.B.. Au colaborat : ing. Pescaru Ion ; arh. Sălăjan Tiberiu, ing. Boiciuc Victor.

— Construcţia să fie cît mai uşoară, care să necesite fundaţii mici avînd în vedere atît necesitatea de a amplasa utilaje mari în apropierea stîlpilor, cît şi condiţiile geotehnice, care nu permit presiuni mari pe teren la adîncimi obişnuite ; la adîncimi mai mari execuţia fiind foarte dificilă din cauza unei pînze de apă freatică.

2. STABILIREA ELEMENTELOR GENERALE

Stabilirea elementelor generale s-a făcut avînd în vedere hala existentă, proiectul prelungirii forjei în soluţie de beton armat, precum şi condiţiile prezentate în paragraful precedent.

2.1. Haia existentă.

Construcţia veche este alcătuită dintr-o hală centrală de cca. 14,0 m deschidere cu luminator, deservită de un pod rulant şi două anexe laterale de

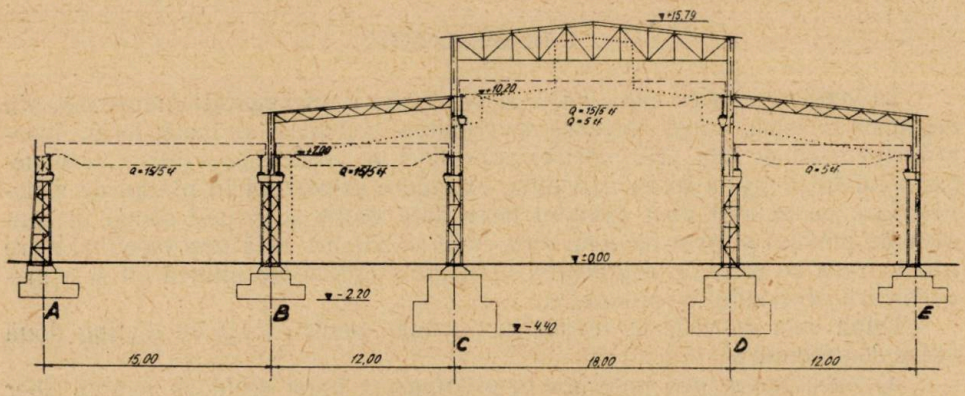


Fig. 1. Schelet de rezistenţă.

cca. 12,00 m deschidere fără poduri rulante (fig. 1). Scheletul de rezistenţă este format din ferme, stîlpii centrali metalici cu travee de 6 m şi ziduri exterioare portante. Invelitoarea este din tablă ondulată.

2.2. Hala nouă — schelet metalic.

Executarea construcţiei cu schelet de beton armat nu este indicată deoarece nu se pot respecta toate condiţiile expuse în paragraful 1. Ţinînd seama de dezavantajele soluţiei de beton armat, scheletul de rezistenţă se execută din oţel, soluţie avantajoasă prin :

— comportare optimă pentru regim greu de lucru ;

— greutate proprie mai mică, lucru care permite executarea fundaţiilor cu dimensiuni reduse şi adîncime de fundare mai mică ;

— permite o execuţie mai simplă şi uşoară a halei noi, peste hala veche fără întreruperea procesului de producţie.

Stabilirea dimensiunilor generale (deschideri, înălțimi, travee) se face ținînd seama de :

— Gabaritele cerute de procesul tehnologic,

— Posibilitățile de execuție a prelungirii halei noi peste hala veche,

— Realizarea, în fază finală, a unui ansamblu unitar.

În aceste condiții, studiindu-se mai multe posibilități apare ca singura rațională și avantajoasă următoarea schemă a secțunii transversale (fig. 1).

Stîlpii centrali se plasează în exteriorul halei centrale existente pentru a nu împiedica funcționarea podului rulant existent și a permite montarea grinzilor de rulare din hala centrală nouă, rezultînd deschiderea centrală $l = 18{,}00$ m. Nivelul grinzilor de rulare în hala centrală se fixează cu 800 mm mai sus decît nivelul tehnologic la 10 800 mm, pentru a se asigura montarea lor în condiții cît mai bune. Ferma centrală are nivelul inferior stabilit astfel pentru a asigura gabaritul de circulație pe platforma podului, precum și montarea peste acoperișul existent (numai cu demontarea luminatorului).

Deoarece înălțimea ferestrelor halei centrale este mare, dimensiuni rezultate din condițiile amintite, acestea asigură atît luminarea și ventilarea naturală a halei centrale, putîndu-se astfel renunța la luminator (sistem tradițional la asemenea construcții) care pe lîngă o mărire a volumului construit, complică execuția.

Pentru anexe se fixează deschiderea de 12,0 m asigurîndu-se astfel minimum 1,0 m în exteriorul zidurilor existente, spațiu necesar montării stîlpilor și grinzilor de rulare. Nivelul fermelor se stabilește din condițiile de gabarit tehnologic, rezultînd cu mult deasupra acoperișului existent.

În sens longitudinal distanța între stîlpi se fixează la 12,00, multiplu de 6 m pentru a se putea planta stîlpii între fundațiile stîlpilor existenți. Travea de 6,00 m nu a fost fixată, deoarece condițiile tehnologice în anumite zone cer cel puțin 12,00 m. De asemenea s-a căutat ca numărul stîlpilor centrali plantați în hala veche să fie un minim, lucru favorabil atît în ce privește montajul cît și deranjarea procesului tehnologic. Deoarece lungimea totală a halei fixată în planul de sistematizare ca limită între frontonul halei existente și grupul social, traveele de capăt rezultă de 9,00 m travee favorabilă pentru unele elemente de construcție.

3. SISTEMUL CONSTRUCTIV

Ca sistem de rezistență se adoptă, în urma analizării diferitelor variante posibile și ținînd seama de condițiile geotehnice, de montaj și exploatare în timp, sistemul cadru cu trei deschideri cu fermele prinse articulat de stîlpi încastrați în fundație. Sistemul prezintă avantajul unui montaj simplificat a unei rigidități transversale suficiente și a unui volum construit mai mic (ferme cu înălțime mai mică). S-a evitat soluția cadru cu ferma prinsă rigid de stîlp, deoarece în cazul halelor cu anexe laterale, acesta nu prezintă o rigiditate transversală cu mult mai mare față de soluția aleasă, necesitînd însă o execuție mai complicată.

Fermele au traveea de 12,0 m în deschidere centrală și de 6,00 m în cele laterale.

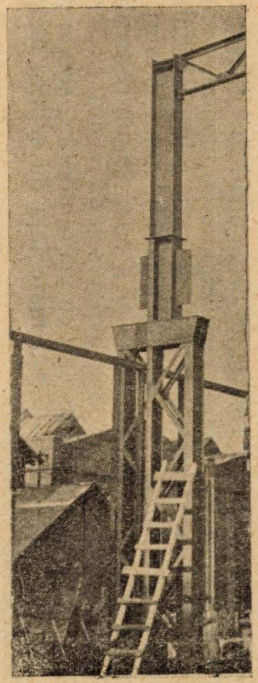


Fig. 2. Stîlpul principal
șirul B.

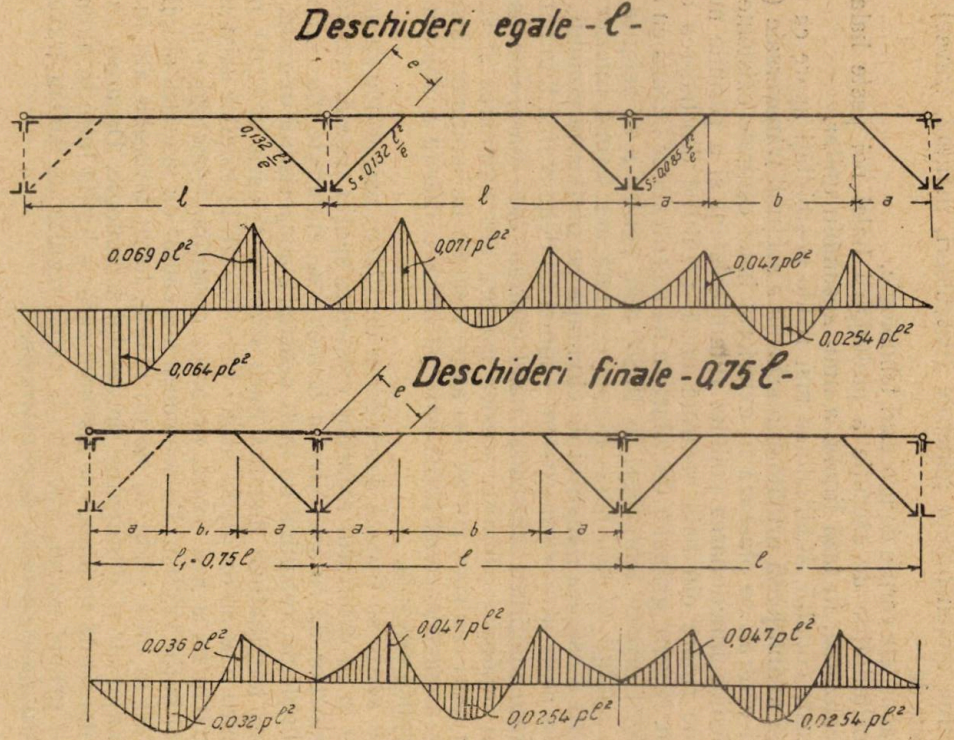


Fig. 3. Pane cu contrafișe — diagrame de momente.

Stîlpii se execută cu secțiune în trepte cu partea inferioară cu zăbrele, avînd ramurile din profile laminate iar diagonalele din corniere prinse, în

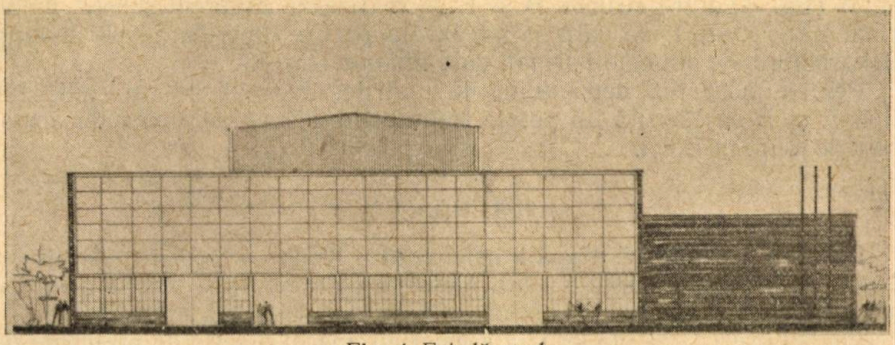


Fig. 4. Fațadă nord.

noduri, fără gusee cu aripa în interior, avînd în vedere realizarea unui aspect mai plăcut. La stîlpii centrali pentru a asigura circulația pe platformele grinzilor de rulare, au fost prevăzute goluri de trecere de 500/1 800 mm.

Stîlpul principal din șirul B, susținînd grinda de rulare din hala anexă cît și cea a estacadei exterioare și trecînd prin planul peretelui are în plus o ramură centrală pentru asigurarea continuității peretelui (fig. 2).

Grinzile de rulare sînt grinzi continui cu inimă plină cu înălțime constantă. Invelitoarea se realizează din tablă ondulată zincată cu panta de cca. 1/10, cu suprapuneri de 300 mm. Panta a fost aleasă minimă pentru a obține suprafața ferestrelor frontale (șir C și D) cît mai mare fără ridicarea fermei centrale, putîndu-se astfel elimina luminatorul.

Panele anexelor sînt grinzi continui din profile I, iar cele din hala centrală, avînd în vedere deschiderea de 12,00 m și sarcina permanentă mică, se execută ca pane cu contrafișe. Sistemul prezintă avantajele unei reduceri substanțiale a consumului de oțel, micșorarea deformațiilor sub sarcină, fixarea spațială a tălpii inferioare a fermelor și a întregii șarpante. In cazul nostru avînd traveele marginale de 9,0 m sistemul devine și mai avantajos deoarece solicitările în panele din primele două deschideri (travei) devine aproximativ egale, reducîndu-se momentul de încovoiere cu cca. 35% față de momentele de încovoiere în cazul traveelor egale (fig. 3).

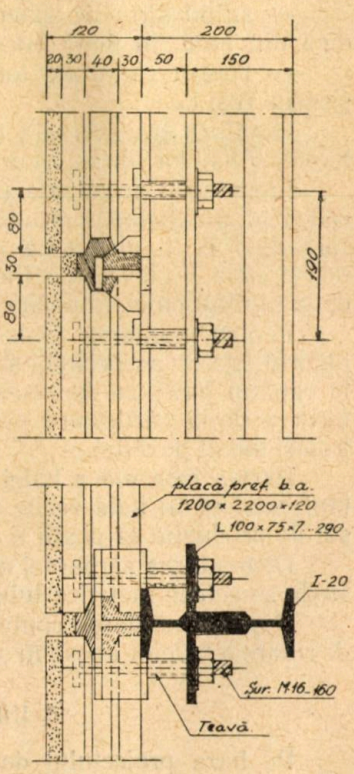


Fig. 5. Perete frontal — fixarea plăcilor prefabricate.

Pereţii laterali se execută în paiantă metalică, din profile laminate. Ferestrele precum şi porţile sînt executate din acelaşi tip de profile. Peretele frontal (fig. 4) între şirurile B şi E se realizează dintr-un schelet metalic format din profile I, de care se fixează la partea superioară prin bulonare plăci prefabricate din beton armat, gata finisate (fig. 5).

Pentru mascarea depozitului de matriţe, deservit de estacadă, între stîlpii A şi B se execută un perete frontal din zidărie de cărămidă armată, fixată de stîlpi metalici.

4. EXECUŢIA HALEI

Executarea în prima etapă a halei pentru forjă s-a făcut în toamna anului 1960 şi primăvara anului 1961, lucrările de execuţie şi montaj neprezentînd nici-o problemă specială, executarea făcîndu-se pe un teren liber.

Pentru executarea etapei II-a a halei au apărut o serie de probleme neobişnuite ţinînd seama că noua hală urmează să fie executată peste hala existentă, fără a se întrerupe procesul de producţie, hala veche demontîndu-se după montarea halei noi.

Montarea halei în etapa II-a se face în felul următor :

— stîlpii şirurilor exterioare se montează iniţial iar cei centrali se ridică din hală, în două bucăţi, prin goluri realizate în acoperişul existent,

— pentru rigiditate longitudinală se montează grinzile de rulare din şirurile B şi E.

Legătura transversală între stîlpii ridicaţi se realizează prin montarea fermelor halelor anexe, montare ce se execută din părţile laterale.

Elementele principale (grinzi de rulare şi ferme) ale halei centrale se ridică pe un eşafodaj provizoriu din lemn ridicat la capătul halei existente, care apoi pe o platformă provizorie, longitudinală, executată între stîlpii noi şi hala veche şi susţinută de fermele existente consolidate, se ripează de la capătul halei, în poziţie definitivă.

Pentru montarea fermelor centrale se demontează complet supraluminatorul, golul acoperindu-se provizoriu. Fermele ridicate, pe eşafodajul de la capătul halei, se deplasează în lungul halei pe grinzile de rulare cu ajutorul a două cărucioare provizorii, avînd o înălţime care permite fixarea fermei direct pe stîlpi.

Partea centrală a halei vechi se demontează prin folosirea podului rulant existent în hala veche, demontarea începînd de la hala nouă ca procesul de producţie să poată fi deservit, de podul rulant din hala nouă.

Demontarea şarpantei existente în halele anexe se face pe porţiuni, folosindu-se schele metalice tubulare pentru protecţia utilajului.

După demontarea completă a halei existente se face montarea grinzilor de rulare a halelor anexe în şirurile C şi D.

5. INDICI TEHNICO-ECONOMICI

Pe baza proiectului de execuţie (extrase de material şi documentaţie economică) au fost obţinuţi indicii tehnico-economici indicaţi în tabelele următoare.

Tabela 1

Indici de consum material metalic hală

Elementul			Greutăți (G) kg	Suprafață aferentă teoretică m² (A_f)	Indici de consum raportați la		Consum procentual	
					G/A_f	G/A_t	fără învelitoare	cu învelitoare
A	Învelitoare		78 500	4 788	16,40	16,40	—	12,20
B_1	Pane	anexe	20 770	2 736	7,60	4,34	—	
		hală centrală	22 870	2 052	11,51	4,80		
B_2	Ferme	hală anexă	22 968	2 736	8,40	4,80		
		hală centrală	16 335	2 052	7,96	3,41		
B_3	Contravîntuiri	hală anexă	10 284	2 736	3,76	2,14		
		hală centrală	9 090	2 052	4,43	1,90		
B	Total șarpantă		102 317	4 788	—	21,40	18,1	15,65
C_1	Grinzi rulare	anexă $Q=5$ t	54 794	1 368	40,10	11,45		
		anexă $Q=15$ t	66 562	1 368	48,60	10,18		
		hală centrală $Q=15$ t	71 260	2 052	34,30	14,90		
C_2	Portale frînare	anexă $Q=5$	3 214	1 368	2,35	0,67		
		anexă $Q=15$	3 894	1 368	2,85	0,81		
		central $Q=15$	2 544	2 052	1,24	0,53		
C	Total grinzi rulare		202 268	4 788	—	42,35	35,70	31,50
D_1	Stîlpi principali	anexă $Q=5$	13 343	684	19,50	2,79		
		anexă $Q=15$	27 621	684	40,40	5,77		
		hală	86 789	3 420	25,30	18,12		
D_2	Stîlpi secundari		6 185	2 736	2,26	1,29		
D_3	Buloane ancorare		7 741	4 788	1,62	1,62		
D	Total stîlpi		141 679	4 788	—	29,60	25,10	22,10

Tabela 1 (continuare)

Elementul			Greutăţi (G) kg	Suprafaţă afarentă teoretică m² (A_f)	Indici de consum raportaţi la		Consum procentual	
					G/A_f	G/A_t	fără învelitoare	cu învelitoare
E_1	Pereţi laterali	B	21 096	875,0*)	24,06**)	4,41		
		E	17 737	875,0*)	20,30	3,70		
		C+D	23 155	648*)	35,70	4,84		
E_2	Perete frontal	Grup (N) social	1 870	105*)	17,80	0,39		
		sud.	20,013	564*)	35,50	4,18		
E_3	Contravîntuiri verticale		1 606	—	—	0,33		
E	Total pereţi		85 477	3 067	—	17,85	15,20	13,20
F	Tîmplărie metalică (uşi, ferestre, porţi, scări, etc).		33 978	4 788	7,10	7,10	6,00	5,35
Total general		Fără învelitoare	565 719	4 788	—	118,30	100	100
		Cu învelitoare	644 219		—	134,50		

*) Raport la suprafaţa peretelui.
**) Raport la suprafaţa totală.

Astfel în tabela 1 sînt daţi indicii de consum de material metalic pentru hală, iar în tabela 2 cei pentru estacadă.

Tabela 2

Indici de consum material metalic estacadă

	Element	Consum kg	Indici de consum		
			G/A_t (kg/m²)	pe metru de estradă (kg/m)	%
1	Grinzi de rulare	32 617	38,20	286,00	66,05
2	Stîlpi	12 411	14,50	109,00	25,30
3	Portale	2 643	3,10	23,20	5,40
4	Buloane de ancorare	1 391	1,62	12,20	2,80
	Total	49 062	52,40	430,40	100,00

$A_t = 855{,}0$ m²

În tabela 3 se prezintă indicii de cost pentru construcţia halei, ca bază luîndu-se devizul etapei II-a.

Tabela 3

Indici de cost pentru hală

	Lucrarea			Cost		
				lei	pe m²	procentul %
1	Proiectarea			95 000	32,30	3,30
2	Supravegherea tehnică			15 000	5,30	0,55
3	Lucrări de construcții	Fundații		164 000	56,70	6,00
		Schelet de rezistență	Confecționare	1 740 000	602,00	64,00
			Montare	154 000	53,20	5,65
		Arhitectură (pereți, tîmplărie, finisaje)		450 000	155,30	16,50
4	Organizare șantier			110 000	38,00	4,00
	Total			2 728 000	943,00	100

În urma analizei indicilor tehnico-economici se pot face următoarele observațiuni:

— Soluția de pane cu contrafișă este o soluție avantajoasă avînd în vedere consumul de material metalic cu numai 10% mai mare ca și consumul de metal la panele anexelor, datorită faptului că rigiditatea panelor cu contrafișă este mai mare, iar cele continui au fost dimensionate pe considerente de săgeată.

Fermele anexelor au un consum de oțel mai mare cu cca. 14% față de cele centrale, deoarece au elemente stabilite pe bază de rigiditate minimă sau secțiune minimă. De asemenea înălțimea acestor ferme este de cca. 1/20 *l*, stabilită pe considerente de exploatare, înălțime mult prea mică față de cea recomandată. (1/7—1/9) *l*.

Consumul de material la grinzile de rulare (35,7%) este destul de ridicat datorită faptului că grinzile de rulare sînt la nivele diferite (deci multe grinzi de frînare și secundare) și sînt realizate cu platforme de circulație.

Un consum ridicat de 15,2% îl reprezintă scheletul pereților, iar tîmplăria metalică de 6%, valori care pot fi reduse cu mult prin înlocuirea profilelor laminate cu profile obținute din tablă subțire. Admițînd o reducere de cca. 40%, prin această înlocuire, în cazul de față, s-ar putea realiza o economie de metal de cca. 48 tone, adică cca. 300 mii lei.

Consumul total de oțel 134,50 kg/m² socotind și învelitoarea de tablă ondulată, sau de 118,00 kg/m² fără învelitoare, reprezintă o valoare minimă în comparație cu unele valori, destul de generale, ce se găsesc în literatură, 125—170 kg/m² [1].

Pentru estacadă, consumul total este de 52,4 kg/m².

În privința costului care se ridică la cca 943 lei/m² ponderea cea mai mare o are confecționarea scheletului metalic (64%) montarea reprezentînd 5,65% iar partea de arhitectură 16,5%.

Printr-o reducere a regiilor de atelier la confecţionarea construcţiei metalice, care ridică actualmente costul cu cca 265% faţă de costul oţelului brut, s-ar putea obţine importante economii.

BIBLIOGRAFIE

1. Streleţki s.a., *Construcţii Metalice* — E.S.P.A.C. 1955.

ПЕРЕСТОЙКА КУЗНЕЧНОГО ЦЕХА С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ КАРКАСОМ

(РЕЗЮМЕ)

Для перестройки кузнечного цеха рассматриваются различные проекты монтажа и выполнения нового металлического цеха поверх существующего, без перерыва в производственном процессе.

Имея в виду требуемые габариты, здание должно иметь, кроме центрального цеха, две боковые пристройки. Фундаменты столбов центрального цеха устанавливаются возле существующих фундаментов, а ферма — поверх существующей, таким образом чтобы не помешать производству. Столбы пристроек находятся вне существующего цеха. Увеличивая высоту цеха отпадает необходимость в верхнем свете. Система сопротивления состоит из трехпролетной рамы с фермами шарнирно прикрипленными к столбам, жестко заделанным в фундамент.

Даются показатели расхода на квадратный метр застроенной поверхности.

RECONSTRUCTION D'UNE HALLE À FORGE CONSTRUCTION À OSSATURE MÉTALLIQUE

(RÉSUMÉ)

Pour la reconstruction d'un atelier de forge existant, on étudie les possibilités d'exécution et de montage d'une nouvelle halle métallique au-dessus de la halle existante, sans interrompre le processus de production. Vu les gabarits exigés par le processus technologique, il résulte une halle centrale et deux annexes latérales. Les fondations des piliers de la halle centrale s'exécutant entre les fondations existantes, et la ferme au-dessus de la ferme existante pour permettre la montage sans déranger la production.

Les piliers des annexes sont en dehors de la forge existante. Par la surélévation de la halle centrale, on élimine la lanterneau. Le système de rèsistence est formé d'un cadre à trois ouvertures à fermes articulées aux piliers encastrés dans les fondations.

On donne des indices de consommation et le prix par m^2 de surface construite.

STUDIU ECONOMIC ŞI TEHNICO-ŞTIINŢIFIC PRIVIND EXECUTAREA UNOR BLOCURI DE LOCUINŢE CU SCHELET METALIC DIN ELEMENTE UŞOARE

DE

COLECTIVUL CATEDREI DE CONSTRUCŢII METALICE SUB CONDUCEREA PROF. ING. DAN MATEESCU

Comunicare prezentată în sesiunea de comunicări ştiinţifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 30—31 ianuarie 1961.

1. UTILIZAREA SCHELETELOR DE REZISTENŢĂ METALICE LA CONSTRUCŢII CU MULTE ETAJE

DE

I. FLEŞERIU, E. FLEŞERIU, L. GĂDEANU

1.1. CONSIDERAŢIUNI GENERALE

Utilizarea structurilor de rezistenţă din oţel la executarea imobilelor cu multe etaje, nu se bucură în prezent nici pe departe de larga răspîndire la care ne-am fi putut aştepta avînd în vedere marile avantaje pe care acest material le poate oferi constructorului. Dimpotrivă este foarte răspîndită astăzi părerea că un schelet metalic nu devine avantajos decît dacă înălţimea construcţiei depăşeşte zece, douăsprezece sau chiar patrusprezece etaje. Concurenţa puternică pe care o face betonul armat în acest sens oţelului, se datoreşte unei diversităţi de cauze printre care trebuie să fie enumerate tradiţia care s-a format, ca şi lipsa de informare în privinţa posibilităţilor variate de utilizare a oţelului ca material de construcţie la clădiri de locuit.

Desigur că pentru a obţine avantaje cît mai importante de pe urma utilizării unei structuri de rezistenţă din oţel, este necesar ca această utilizare să fie însoţită de o concepţie arhitecturală cu totul nouă care să favorizeze standardizarea şi prefabricarea elementelor de construcţie, ca şi de metode de execuţie avînd un grad de mecanizare mai mare decît cel existent în tehnica actuală de executare a construcţiilor.

Marele avantaj al construcţiilor metalice faţă de alte structuri utilizate în construcţii provine mai ales din faptul că ele permit realizarea unor elemente portante cu greutate proprie mică, dată fiind rezistenţa mare a acestui material. O asemenea structură de rezistenţă uşoară, completată cu materiale de umplutură uşoare, duce la o greutate a construcţiei mai mică decît

cea a unei construcţii din beton armat de exemplu, la fundaţii mai economice, la un ansamblu al construcţiei mai ieftin.

În ceea ce priveşte alcătuirea structurii metalice de rezistenţă propriu-zisă, cadrele cu noduri rigide deplasabile au tot mai mult tendinţa să dispară. Eforturile din vînt sînt preluate de planşee (metalice sau din beton armat) şi predate fie unor contravînturi verticale, cu zăbrele metalice, fie unor timpane sau unor structuri rigide ce adăpostesc casa scărilor, ascensorale etc., realizate de cele mai multe ori din beton armat.

În aceste condiţiuni stîlpii suportă numai sarcini verticale. Ei pot fi aşezaţi la exteriorul faţadei sau în interiorul construcţiei şi se pot executa fie întrerupţi în dreptul fiecărui planşeu, fie continuu pe mai multe etaje. În cazul stîlpilor exteriori se caută să se păstreze aceleaşi dimensiuni aparente schimbîndu-se la diverse nivele calitatea oţelului sau tipul profilului laminat. În toate cazurile însă stîlpii se alcătuiesc cu secţiune simplă.

Este adevărat că economicitatea unei soluţii depinde în mare măsură de distanţele dintre stîlpi (deschideri şi travee), de forma secţiunii transversale a acestora dar şi de tipul de planşeu ales, de lucrările suplimentare de protejare împotriva focului, de modul de organizare a lucrărilor pe şantier, precum şi de mulţi alţi factori.

Protejarea construcţiei metalice împotriva focului nu mai este însă considerată astăzi ca o problemă care trebuie să dea de gîndit. Într-adevăr, dacă se ţine seama de faptul că în prezent se consideră ca „rezistente la foc" elementele de construcţie din materiale incombustibile, a căror textură nu este modificată şi a căror capacitate portantă şi stabilitate nu sînt micşorate sub limitele admisibile după o expunere de 90 minute la acţiunea focului şi a apei de stingere a incendiului, precum şi de faptul că în mod obişnuit în clădirile pentru locuinţe, birouri etc., materialele combustibile nu depăşesc în general o greutate de 8—25 kgf/m² şi nu pot întreţine un foc cu o durată mai mare de 20 minute, se poate uşor trage concluzia că structurile metalice moderne nu sînt cîtuşi de puţin periclitate din cauza incendiilor.

Pentru soluţionarea problemelor de montaj care se ridică pe şantier la executarea structurilor metalice este absolut necesar să se folosească utilaje moderne şi corespunzătoare: macarale turn, pentru construcţii care au pînă la 8 sau 10 etaje şi macarale Derrick sau macarale ciocan cu coloană extensibilă pentru construcţii mai înalte.

În general se constată că problemele în faţa cărora sînt puşi constructorii atunci cînd caută să adopte pentru clădirile etajate structuri de rezistenţă metalice, sînt asemănătoare în diverse ţări, ceea ce face ca cele cîteva consideraţii făcute mai sus să aibă o valabilitate aproape generală, fapt care nu exclude însă influenţa asupra acestora a unor condiţii economice specifice cum sînt: producţia de oţel şi de laminate, ritmul de dezvoltare a industriei construcţiilor, gradul de mecanizare a lucrărilor de construcţii etc.

Analizînd aceste condiţii specifice la noi în ţară, în lumina directivelor Congresului al III-lea al P.M.R. pentru Planul de dezvoltare a economiei naţionale pe anii 1960—1965 şi pentru Programul economic de perspectivă, printre altele rezultă că în anul 1965 producţia de oţel a R.P.R. va ajunge

la 3,3 milioane tone față de 1,4 milioane de tone în 1959, iar în 1970 la cca. 7,5 milioane tone și va continua să crească în anii următori.

Aceasta constituie un argument în favoarea introducerii și la noi în țară a structurilor metalice, la alcătuirea construcțiilor de locuințe cu multe etaje.

1.2. STUDIUL TEHNICO-ECONOMIC AL UNEI STRUCTURI METALICE DE REZISTENȚĂ IN COMPARAȚIE CU O STRUCTURĂ DIN BETON ARMAT

Pentru a ilustra avantajul structurilor metalice de rezistență în cazul construcțiilor multietajate, în cele ce urmează se analizează cazul concret al unui bloc de locuințe executat recent în orașul Timișoara cu schelet de beton armat pentru care s-a studiat, în vederea comparației, varianta cu schelet metalic, în condiții de gabarit identice dar într-o variantă constructivă nouă, adaptată calităților superioare ale oțelului. Construcția la care ne referim acoperă o suprafață construită de cca 300 m² și are demisol, parter și șase etaje, înălțimea unui etaj fiind de 2,85 m.

1.2.1. Alcătuirea scheletului metalic

S-a preconizat ca scheletul de rezistență al construcției în varianta studiată să fie alcătuit din cadre (fig. 1.1) cu travee de 6 m, legate între ele prin diafragme metalice orizontale (planșee).

Față de structura de rezistență luată în considerare la varianta cu schelet din beton armat, (fig. 1.2) care este alcătuită din cadre cu trei stîlpi

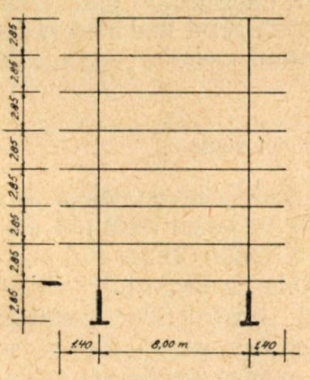


Fig. 1.1. Schema structurii de rezistență în varianta de execuție cu schelet metalic.

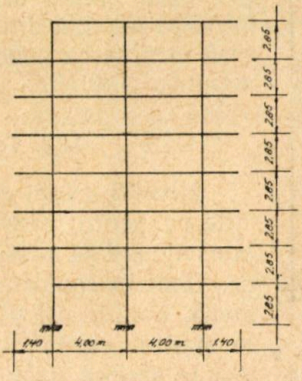


Fig. 1.2. Schema structurii de rezistență în varianta de execuție cu schelet de beton armat.

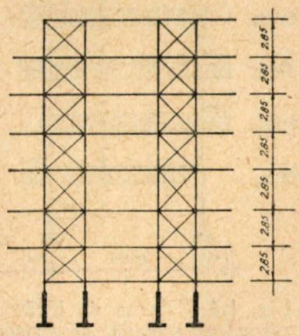


Fig. 1.3. Schema contravînturilor metalice prevăzute la cadrele de la extremitățile construcției.

distanțați între ei la 4,00 m și încastrați la fundații la cota —3,80, pentru varianta cu schelet metalic — avînd în vedere faptul că grinzile metalice se pretează a fi utilizate la deschideri mult mai mari — a fost posibilă eli-

minarea stîlpului central; totodată considerîndu-se nerațional a se introduce stîlpii metalici pe o adîncime de aproape 4,00 m în pămînt, aceștia au fost încastrați în fundații aproximativ la nivelul solului, urmînd ca pentru fundații să se adopte o soluție nouă, adecvate situației creiate prin înlocuirea scheletului de beton armat cu un schelet metalic.

Pentru transmiterea la fundații a sarcinilor orizontale provenite din acțiunea vîntului, cadrele de la extremitatea construcției au fost prevăzute cu contravîntuiri (fig. 1.3) care preiau aceste forțe prin intermediul diafragmelor orizontale (planșeelor) la nivelul fiecărui etaj.

Acest sistem constructiv prezintă avantajul de a elimina solicitarea cadrelor intermediare din acțiunea vîntului, ceea ce are drept consecință o dimensionare mai economică a acestora.

1.2.2. Sarcini și ipoteze de încărcare

În vederea obținerii unui schelet de rezistență cît mai suplu s-a făcut o evaluare judicioasă a tuturor sarcinilor care încarcă construcția (fig. 1.4) iar sarcina permanentă a fost determinată luîndu-se în considerare un planșeu ușor cu placă de beton armat și nervuri metalice. *)

În calcule s-au luat în considerare greutatea proprie a construcției, sarcina utilă și acțiunea vîntului; nu s-a considerat acțiunea variației de temperatură, construcția metalică fiind protejată din punct de vedere termic și nici acțiunea cutremurelor, regiunea Banat nefiind regiune seismică.

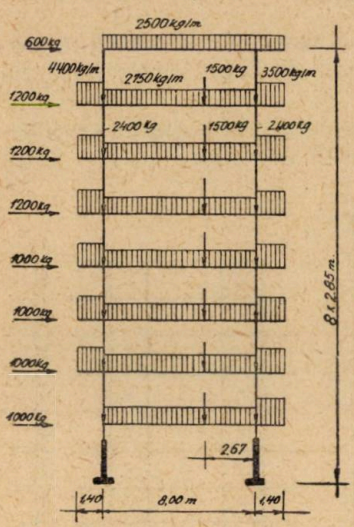


Fig. 1.4. Schema de încărcare a structurii metalice de rezistență.

Avînd în vedere sistemul de contravîntuiri verticale prevăzute la extremitățile construcției, care preiau prin intermediul planșeelor întreaga sarcină din vînt, nu a mai fost necesară efectuarea calculului cadrelor curente la acțiunea vîntului.

1.2.3. Calculul static

Nivelul actual al metodelor de calcul permite ca pentru cadrele metalice multiplu etajate calculul să poată fi condus în stadiul plastic. Cum în conformitate cu proiectul de normativ pentru calculul construcțiilor metalice în stadiul plastic, dimensionarea stîlpilor se face în stadiul elastic, pentru efectuarea calculului static s-a adoptat o metodă în stadiul elastic, fapt care permite dimensionarea stîlpilor în domeniul elastic și a riglelor în domeniul plastic. Calculul static s-a efectuat considerînd nodurile nedeplasabile. Contravîntuirile din pereții frontali (fig. 1.3) au fost considerate ca grinzi cu zăbrele.

*) Vezi cap. 2.

Evaluarea sarcinilor luate în considerare în calcul

Tabela 1.1.

Sarcini provenite din:			Sarcini uniform distribuite		Sarcini concentrate kgf
			kgf/m²	kgf/m	
Planșee între etaje					
Greutatea proprie			180	1 080	—
Pardoseala			35	210	—
Tavan			10	60	
Ziduri transversale			160*	400	—
Tencuială			—	—	—
Rigla cadrului			—	100	—
Sarcini permanente		*g*	—	1 850	—
Sarcina utilă		*p*	150	900	—
Total		*q*	—	2 750	—
Ziduri longitudinale interioare			80**	200	1 200
Rigla de susținere			—	50	300
Sarcina concentrată		*P*	—	—	1 500
Ziduri exterioare			160*	400	2 400
Sarcina concentrată		*P*			2 400
Planșeul acoperișului					
Greutatea proprie			180	1 080	
Tavan			10	60	
Praf hidrofob 7 cm			70	420	
Nisip hidrofob 1 cm			16	100	
Dală de protecție 2,5 cm			55	330	
Rigla cadrului			—	60	
Sarcini permanente		*g*	—	2 050	
Sarcina utilă		*p*	75	450	
Total	6,3	*q*	—	2 500	
Coridor exterior					
Greutatea proprie a plăcii			180	1 080	
Pardoseală (scliviseală)			45	270	
Consola cadrului				50	
Sarcini permanente		*g*		1 400	
Sarcina utilă		*p*	350	2 100	
Total		*q*		3 500	

* — Plăci de ipsos cu zgură de locomotivă (80×40×8) executate cu goluri interioare, așezate în două ziduri paralele la distanța de 8 cm între ele.
** Idem, așezate într-un singur zid.

Tabela 1.1. (continuare)

Sarcini provenite din :		Sarcini uniform distribuite kgf/m²	Sarcini uniform distribuite kgf/m	Sarcini concentrate kgf
Greut. proprie planşeu		180	1 080	
Pardoseală		45	270	
Consola cadrului			50	
Sarcini permanente	g	—	1 400	
Sarcina utilă	p	500	3 000	
Total	q	—	4 400	
Acţiunea vîntului				
— la înălţimea deasupra solului de 10 m.		1,2×50	360	1 000
— la înălţimea deasupra solului de 20 m.		1,2×57	410	1 200

Tabela 1.2

Solicitări maxime în rigle

Elementul	Momente încovoietoare maxime kgf m	
Rigla superioară	în cîmp	+ 8 857
	pe reazem	−11 309
Rigla curentă	în cîmp	+11 014
	pe reazem	−15 509
Consola acoperiş	pe reazem	− 2 730
Console balcoane	pe reazem	− 4 510
Console coridor exterior	pe reazem	− 3 630

Tabela 1.3

Solicitări maxime în stîlpi

Elementul	Momente încovoietoare kgf m	Forţe axiale kgf
Stîlp parter	− 6 654	127 305
Stîlp etaj I.	−8 241	109 570
„ „ II.	−6 430	91 695
„ „ III.	−8 144	73 405
„ „ IV.	−5 862	54 940
„ „ V.	−5 353	35 720
„ „ VI.	−9 341	12 130

1.2.4. Dimensionarea

Materialul ales pentru dimensionare este oţelul carbon obişnuit OL 38. Dimensionarea riglelor s-a făcut în conformitate cu proiectul de normativ pentru calculul construcţiilor metalice în domeniul plastic ţinînd seama de comportarea plastică a oţelului, pe baza relaţiei :

$$M_{pl} = \sigma_c W_{pl} \quad (1.1)$$

Aici M_p reprezintă momentul de plastificare completă a secțiunii transversale a unei rigle și se obține din momentul corespunzător M_e, determinat în stadiul elastic, multiplicat cu un coeficient $\alpha = 1{,}85$:

$$M_{pl} = 1{,}85 M_e \tag{1.2}$$

iar W_{pl} reprezintă modulul de rezistență plastic al aceleiași secțiuni. Pentru secțiunea I se obține :

$$W_{pl} = 1{,}15 W_e \tag{1.3}$$

unde W_e reprezintă modulul de rezistență elastic. Cu aceasta relația de dimensionare în stadiul plastic devine :

$$W_e = W_x = \frac{1{,}85 M_e}{1{,}15 \sigma_c} = 1{,}6 \frac{M_e}{\sigma_c}. \tag{1.4}$$

Pentru obținerea unei economii mai accentuate, s-a făcut dimensionarea riglelor la momentul din cîmp, acoperindu-se sporul de moment de pe reazeme cu cîte două platbande așezate simetric pe tălpile profilului laminat de bază. Lungimea acestor platbande s-a determinat din condiția ca în riglă, la limita de rezistență, să apară simultan 3 articulații plastice (fig. 1.5) una în cîmp iar celelalte două în secțiunile de oprire ale platbandelor.

Dimensionarea stîlpilor s-a făcut în conformitate cu prevederile aceluiași normativ, amintit mai sus, în stadiul elastic, pe baza relației lui Iasinsky. Valoarea coeficientului de flambaj φ s-a introdus după normele sovietice N și TU 121-55, care în prezent sînt luate în considerare și la elaborarea noului standard romînesc pentru calculul construcțiilor metalice.

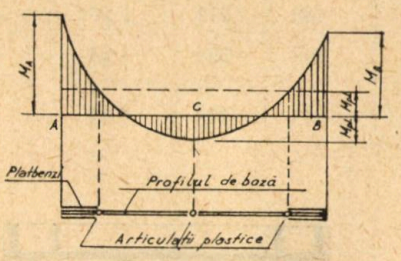


Fig. 1.5. Determinarea lungimii platbenzilor la rigle.

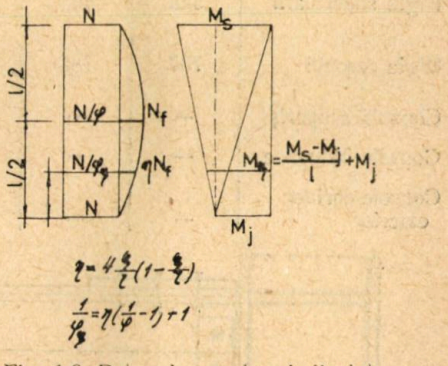


Fig. 1.6. Determinarea lungimii platbenzilor la stîlpi.

Pentru reducerea consumului de oțel s-a făcut dimensionarea stîlpilor la mijlocul înălțimii lor și s-a acoperit surplusul de moment la cele două extremități cu cîte două platbande, așezate simetric pe profilul sudat, de bază.

Lungimea platbandelor s-a determinat ţinînd seama atît de variaţia în lungul axei stîlpului a coeficientului de flambaj φ cît şi de variaţia momentului încovoietor (fig. 1.6) pe baza relaţiei :

$$\sigma_\xi = \sigma_{N\xi} + \sigma_{M\xi} \leqslant \sigma_a \tag{1.5}$$

unde

$$\sigma_{N\xi} = \frac{N}{\varphi_\xi A} \tag{1.6}$$

şi

$$\sigma_{M\xi} = \left[\frac{M_s - M_j}{l}\xi + M_j\right]\frac{1}{W_x}. \tag{1.7}$$

In aceste relaţii A şi W_x reprezintă aria şi modulul de rezistenţă elastic al secţiunii transversale a profilului de bază (reîntărit). S-a ajuns astfel la rezultatele din tabelele 1.4 şi 1.5.

Tabela 1.4

Dimensionarea riglelor şi determinarea lungimii platbandelor

Elementul	În cîmp			Pe reazem			
	$W_{e\,nec}$ cm³	W_x cm³	Profil	$W_{e\,nec}$ cm³	W_x cm³	profil	Lungimea platbandelor cm
Rigla superioară	595	653	I 30	756	815	I 30 2×80×8	26
Rigla curentă	737	782	I 32	1 040	1 000	I 32 2×100×8	36
Consolă acoperiş	—	—	—	183	214	I 20	—
Console balcoane	—	—	—	302	354	I 24	—
Console coridor exterior	—	—	—	243	278	I 22	-

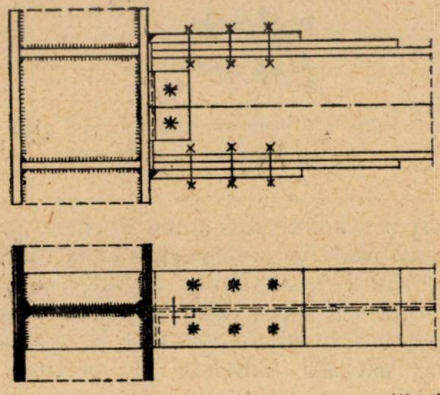


Fig. 1.7. Imbinarea riglei curente cu stîlpul.

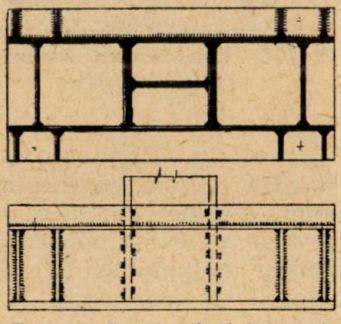


Fig. 1.8. Baza stîlpului curent.

Tabela 1.5

Dimensionarea stîlpilor și determinarea lungimii platbandelor

Elementul	Porțiunea centrală		Porțiunea marginală		
	profil sudat I	σ kgf/cm²	profil sudat I	σ (kgf/cm²)	Lungimea platbandelor cm
Stîlp parter Stîlp et. I	200×12 2×222×20	1 450	200×12 2×220×20 2×150×10	1 430 1 435	ls=128,5 lj= 0 ls=100 lj= 42,8
Stîlp et. II Stîlp et. III	200×10 2×220×15	1 400	200×10 2×220×15 2×150×12	1 355 1 365	ls=128,5 lj=100 ls=100 lj= 71,2
Stîlp et. IV Stîlp et. V Stîlp et. VI	180×10 2×180×12	1 367	180×10 2×180×12 2×140×12	1 380 1 190 1 400	ls=128,5 lj=100 ls= 42,7 lj= 71,2 ls= 71,2 lj= 42,8

La dimensionarea contravîntuirilor s-a ales pentru talpa interioară a contravîntuirii două profile I iar pentru diagonale, corniere a căror secțiune este variabilă pe înălțimea construcției.

În fig. 1.7 se arată modul în care se realizează prinderea unei rigle curente, de stîlp, iar în fig. 1.8 baza unui stîlp curent.

1.2.5. Cantitatea de oțel pusă în operă

Pe baza dimensiunilor obținute s-a întocmit un extras amănunțit de material metalic, care totalizează 58,75 tf. Cantitatea de oțel necesară executării construcției este arătată în tabela 1.6.

Tabela 1.6

Cantități de oțel puse în operă (în tf)

Obiect	Schelet	Contravîntuiri	Total
Profile laminate	27,25	3,61	30,86
Oțel lat și platbande	25,75	0,42	26,17
Electrozi	1,60	0,12	1,72
Total	54,60	4,15	58,75

Greutatea celor mai grele piese nu depășește pentru rigle 500 kgf iar pentru stîlpi 600 kgf.

1.2.6. Montajul

Avînd în vedere cantitatea de oţel pusă în lucru şi volumul redus de manoperă necesară, se consideră că este raţional ca montarea construcţiei metalice să se execute cu ajutorul a numai două echipe de muncitori : prima echipă alcătuită dintr-un lăcătuş categoria 5 şi doi muncitori necalificaţi, are sarcina de a alege, lega şi pregăti materialul pentru ridicare ; a doua echipă alcătuită din 6 montatori, dintre care un lăcătuş 6, trei lăcătuşi 5 şi doi sudori 5, primeşte şi montează materialul ridicat. Pentru ridicarea materialului metalic se preconizează a se utiliza o macara turn KSK 4, ale cărei caracteristici se încadrează cel mai bine în condiţiile locale ale şantierului.

Ţinînd seama că greutatea piesei medii convenţionale care trebuie ridicată este 0,22 tf, că durata ciclului mediu al macaralei este 160 s şi contînd pe un coeficient de utilizare în timp a macaralei de 20%, se ajunge la concluzia că pentru ridicarea şi montarea structurii metalice este necesar un număr de aproximativ 10 zile de lucru.

Se presupune în continuare că după terminarea ridicării şi montării parţiale a materialului mai sînt necesare încă 6 zile pentru definitivarea asamblărilor.

Se realizează astfel un ritm de montare de $\frac{58{,}75}{16 \times 6} = 6{,}6$ tf/om · zi, ceea ce se încadrează foarte bine în ritmul de montare a altor lucrări similare.

1.2.7. Evaluarea preţului de cost al structurii metalice în comparaţie cu o structură similară din beton armat

În vederea analizei preţului de cost al structurii metalice s-a presupus că materialul se livrează de uzinele de construcţii metalice din Bocşa şi că preţul de cost pe tonă de metal gata uzinată, loco depozitul de lîngă obiect (gara Timişoara) este de 2 201 lei/tf, în conformitate cu analiza de preţuri din tabela 1.7, stabilită prin consultarea uzinelor de la Bocşa, dat fiind că pentru evaluarea preţului de cost pentru construcţiile metalice multietajate nu există astăzi preţuri republicane de deviz, iar preţul de 3 300 lei/tf stabilit conform ordinului M.I.M.C.M. nr. 2 619/56 la care se adaugă transportul pe C.F.R. (68 lei); nu poate fi luat în considerare întrucît acesta include o manoperă de confecţionare mai mare decît aceia pe care o necesită scheletul metalic studiat.

Tabela 1.7

Analiza de preţuri pentru 1 tf construcţie metalică gata uzinată

Materiale			1 650	lei/tf
Manoperă	10	× 4 =	40	„
Regie atelier 150%	1,5	× 40 =	60	„
			1 750	„
Regie generală 15%	0,15	× 1 750 =	262	„
			2 012	„
Beneficiu 6%	0,06	× 2 012 =	121	„
Transport C.F.R.	0,05	: 0,75 =	68	
Total			2 201	lei/tf

Pentru montarea construcției metalice s-a alcătuit o analiză de prețuri în care s-a presupus că echipa de legători de la punctul 1.2.6 lucrează 10 zile, iar cea de montatori 16 zile, fiind salarizați conform tarifelor orare în vigoare. Pentru utilaj, la punctul de deviz pe ora de funcționare efectivă a macaralei turn KSK 4 s-au adăugat și cheltuielile legate de montarea, întreținerea și demontarea liniei de cale ferată a macaralei. Prețul pe kgf s-a obținut contînd pe 10 zile lucrătoare și pe un tonaj de 58,75 tf. Cota de aprovizionare nu se aplică la construcțiile metalice uzinate (Instrucțiuni pentru aplicarea H.C.M. 744/957 pct. IV. 30). Prețul de cost al scheletului metalic a fost evaluat pe bază de deviz estimativ la 147 500 lei, iar cel de beton la 148 500 lei.

1.2.8. Concluzii tehnico-economice

Pentru construirea scheletului metalic este necesară o cantitate totală de 58,75 tf respectiv 27,6 kgf/m² oțel (pe suprafață de planșeu desfășurată) la un preț de 69,00 lei/m².

Pentru un aparatament mediu convențional de 64 m² suprafață construită revine un consum de 1 780 kgf la un preț de 4 400 lei/apartament, care se montează de aproximativ $\frac{1{,}78 \text{ tf}}{0{,}6 \text{ tf/om zi}} = 2{,}97$ oameni zile.

În tabela 1.8 se dă comparativ costul pe m² al scheletului metalic precum și costul aceluiaș schelet executat din beton armat.

Din această tabelă se remarcă faptul că deși costul pe metru pătrat din cheltuieli directe la construcția de beton armat, este mai mic decît costul corespunzător al construcției metalice, costul total pe metru pătrat este mai mare la construcția de beton armat datorită cheltuielilor indirecte mai mari, ca o consecință a valorii mai ridicate a manoperei, precum și datorită faptului că la construcțiile metalice uzinate, nu se aplică cota de aprovizionare a șantierului cu materiale metalice, aceasta fiind cuprinsă direct în prețul de uzinare.

Tabela 1.8

Costul scheletului metalic raportat la metru pătrat de suprafață orizontală a construcției în lei

	Construcție metalică	Construcția de beton armat
Din cheltuieli directe (construcții și montaj)	68,75	55,55
Din cheltuieli de aprovizionare transport și manipulare	1,15	1,63
Din cheltuieli indirecte îndemnizație șantier beneficii și rotunjiri	4,10	12,52
Total	69,00	69,70

Pe baza acestor observații și în ipoteza realizării prețului de cost pe tona de construcție metalică multietajată la valoare de 2 200 lei/tf, sau în orice caz la o valoare apropiată, rezultă că ar putea deveni economic a se construi blocuri cu schelet metalic chiar și la un număr de 6—7 etaje.

2. SISTEME DE PLANŞEE FOLOSITE LA CLĂDIRILE DE LOCUIT CU SCHELET METALIC

DE

V. BOTA, D. ROŞU, I. FILIMON

2.1. GENERALITĂŢI

În lucrare se stabileşte, pe baza diferiţilor indici de economicitate şi a posibilităţilor actuale tehnice de execuţie de la noi din ţară, tipul de planşeu care se pretează cel mai bine pentru soluţia constructivă a clădirii analizată în studiu.

2.1.1. Rolul planşeelor într-o construcţie etajată

Un planşeu al unei construcţii etajate, reprezintă unul din principalele sale elemente, avînd de îndeplinit mai multe condiţii, dintre care cele mai importante sînt:

a) rezistenţă suficientă atît pentru sarcinile verticale cît şi pentru cele orizontale;

b) rigiditate suficientă pentru a permite o exploatare în condiţii normale;

c) durabilitatea cît mai mare;

d) rezistenţă la incendiu, în acest scop planşeul se va alcătui din materiale care să nu ardă şi să nu întreţină arderea, cu o rezistenţă la foc de cel puţin 3/4 ore (gradul III);

e) înălţime constructivă cît mai mică, pentru a se micşora cît mai mult volumul construcţiei şi a spaţiilor pierdute;

f) izolare termică cel puţin echivalentă cu cea a pereţilor exteriori (în special pentru ultimul planşeu);

g) izolare fonică asigurată atît pentru zgomotele aeriene cît şi pentru cele de impact (indice de reducere a zgomotelor aeriene de 45—50 db);

h) greutate totală minimă pentru a reduce la minimum încărcarea celorlalte elemente de rezistenţă; schelet şi fundaţii;

i) execuţie simplă şi rapidă;

j) alcătuire simplă care să conducă la un consum minim de materiale şi în special de materiale deficitare sau cu alte utilizări mai raţionale;

k) preţ de cost (raportat la acelaş indice de confort şi ţinînd seama şi de cheltuielile de întreţinere) minim.

Un planşeu cu preţ de cost iniţial mai ridicat poate deveni economic dacă are o greutate permanentă foarte redusă şi cheltuieli de întreţinere minime, prin faptul că reduce substanţial costul scheletului de rezistenţă şi a fundaţiilor, astfel că preţul în ansamblu poate fi redus.

2.1.2. Stabilirea parametrilor de calcul

Pentru fiecare din elementele componente ale unui planşeu : pardoseală, dală de rezistenţă şi plafon, în stadiul actual tehnica de execuţie dă o gamă foarte variată de soluţii în funcţie de materialele folosite şi confortul cerut.

Avînd în vedere că prezentul studiu se referă în special la elementul de rezistenţă a planşeului este necesar ca de la început să se delimiteze tipurile de pardoseli şi plafoane care urmează apoi să fie introduse în studiu ca parametrii. Tot ca parametrii este necesar să se stabilească şi valorile sarcinilor utile şi deschiderea de calcul pentru elementul de rezistenţă.

2.2. MODUL DE ALCĂTUIRE AL PARDOSELILOR

O bună pardoseală pe lîngă rezistenţa la uzură, agenţi chimici şi la foc, pe lîngă aspectul plăcut, grosime şi greutate mică, precum şi un preţ de cost cît mai scăzut, trebuie ca împreună cu dala de rezistenţă şi plafonul să asigure şi o bună izolare acustică. Măsurile de izolare fonică depind de natura zgomotelor care trebuie reduse ; în cazul zgomotelor aeriene fiind indicate materialele absorbante poroase sau elementele masive, iar în cazul zgomotelor de impact straturile elastice absorbante, care atenuiază şocurile. Materialele de izolare acustică pot fi aşezate pe dala de rezistenţă — pardoseală flotantă — sau sub dala de rezistenţă realizîndu-se astfel plafoane suspendate.

Soluţiile obişnuite pentru pardoseli pot fi clasificate, în funcţie de materialul de uzură, în : pardoseală din lemn, de ciment şi pe bază de polimeri sintetici, cele mai utilizate fiind cele prezentate în tabela 2.1, modul lor de alcătuire fiind arătat în fig. 2.1.

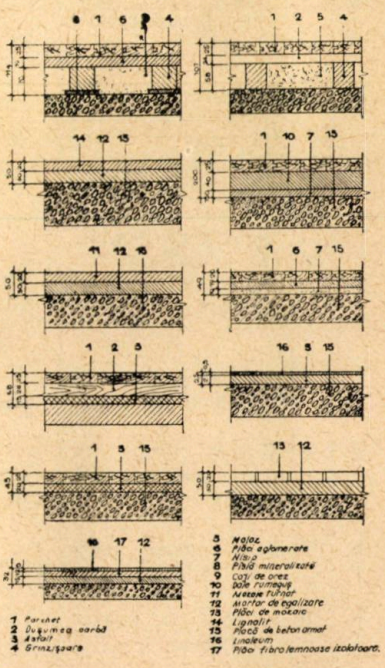


Fig. 2.1. Soluţii de alcătuire a pardoselilor.

În funcţie de materialele folosite, pardoselile prezintă caracteristici diferite de execuţie, întreţinere şi confort, astfel :

a) Pardoselile din parchet prezintă o bună rezistenţă mecanică, o comportare bună la grăsimi, uleiuri, montate fără grinzişoare se comportă bine la foc, asigură o bună izolare fonică pentru zgomotele aeriene, sînt uşoare, dar pe de altă parte îşi schimbă dimensiunile în funcţie de umiditate, se comportă necorespunzător la acţiunea acizilor şi bazelor, din cauza rosturilor sînt neetanşe, neigienice şi necesită un material lemnos de calitate superioară.

b) Pardoselile de ciment — monolite sau prefabricate — au rezistenţă mecanică bună, se întreţin uşor, sînt igienice şi ieftine, dar sînt reci, nu asigură o izolare acustică suficientă, sînt grele.

Tabela 2.1

Soluţii de pardoseli

Schema vezi fig.	Nr. crt.	Denumirea pardoselii	Indici				Izolare acustică	Înălţimea cm	Domeniul de aplicare
			Greutate		Cost				
			kg/m	%	Lei/m	%			
a	1	Parchet de stejar pe duşumea oarbă 28 mm, fixată în asfalt	58	100	75,10	100	rea	6,8	camere
b	2	Idem-fixat pe grinzişoare + moloz	155	267	61,10	81	foarte bună	10,7	idem
b	3	Idem-fără moloz.	30	52	59,60	79	bună	10,7	idem
c	4	Parchet în masă bituminoasă (asfalt 2 cm)	50	86	70,90	94	rea	4,5	idem
d	5	Parchet pe plăci aglomerate pe un pat de nisip	52	90	63	84	foarte bună	4,2	idem
e	6	Parchet pe plăci aglomerate montate pe grinzişoare cu umplutură de coji de orez	35	60	65	86	foarte bună	10,3	idem
f	7	Parchet pe dale de beton cu rumeguş	82,5	140	53	70,5	bună	8,0	idem
g	8	Mozaic turnat în cîmp continuu (CK 13 a)	110	190	14,65	19,3	rea	5,0	dependinţe
h	9	Plăci mozaic obişnuit (CK 23)	110	190	33,70	45	rea	5,0	camere dependinţe
i	10	Lignolit pe mortar de ciment	50	86	50	65,5	rea	5,0	dependinţe
j	11	Linoleum lipit pe asfalt 2 cm	45	77	110,50	146	bună		"
k	12	Linoleum lipit pe plăci aglomerate	43	74	130,50	174	foarte bună		"

c) Pardoselile pe bază de polimeri sintetici, cu sau fără strat elastic, au rezistențe mecanice și chimice bune, sînt igienice, etanșe, au grosime foarte mică — și montate pe plăci din fibre de lemn și un strat elastic reduc la minimum timpul de execuție și asigură o bună izolare acustică, — dar în cazul aplicării pe o sapă de mortar lipirea nu este indicat să se facă decît atunci cînd mortarul are o umiditate de 2,5%, adică după 6—8 săptămîni.

2.2.1. Soluții care urmează a fi aplicate la studii

Ținînd seama că prezentul studiu se referă la clădiri etajate cu schelet metalic, criteriul de bază pentru alegerea sistemelor de pardoseli va fi greutatea proprie, care greutate este necesar a fi cît mai mică, pentru ca dimensiunile dalei de rezistență a planșeului, scheletului de rezistență și fundațiilor să fie cît mai reduse. Criteriul alegerii soluției de pardoseală după greutate este preferențial față de cost (dacă diferențele nu sînt prea mari) pentru a obține pe întregul ansamblu de construcție un consum minim de material (în elementele de rezistență) ceea ce conduce la un cost cît mai redus. De asemenea la fixarea soluțiilor de pardoseală se vor lua în considerare numai acele soluții care asigură o bună izolare acustică. Din analiza soluțiilor prezentate în tabela 2.1 rezultă ca soluții indicate și cu posibilitate de aplicare următoarele: parchet pe plăci aglomerate montate pe grinzișoare cu umplutură de coji de orez, pentru camere, mozaic turnat în cîmp continuu, pentru dependințe.

2.3. ALCĂTUIREA PLAFOANELOR

Un plafon bun trebuie să aibă o aderență bună la dala de rezistență, să fie rezistent la foc, să contribuie la asigurarea unei bune izolări fonice și termice, să fie cît mai ușor și cît mai ieftin.

Soluțiile de alcătuire a plafoanelor se împart în două categorii:

— plafoane care asigură și izolarea acustică a planșeelor;

— plafoane care nu asigură izolarea acustică a planșeului, ci doar aspectul.

Prima categorie necesită o tehnică specială de execuție și prezintă un cost mult mai ridicat, considerent pentru care aceste plafoane nu și-au găsit o largă utilizare, decît la lucrări cu caracter special. Din acest motiv, această categorie de plafoane va fi omisă de la început din prezentul studiu.

Plafoanele din a doua categorie au o utilizare curentă și în funcție de modul de execuție pot fi:

— aplicate prin adeziune sau lipire pe dala de rezistență, folosite în cadrul dalelor cu fața inferioară plană (tencuieli și tapete);

— suspendate sau fixate sub dala de rezistență, folosite în special în cazul plafoanelor din elemente prefabricate (rabiț, șipci și trestie, plăci prefabricate din ipsos sau plăci din fibre din lemn).

2.3.1. Soluţii propuse a fi aplicate la studiu

În funcţie de tipul de dală folosit pentru planşeul de rezistenţă se va alege şi tipul de plafon : pentru dala cu suprafaţă inferioară plană plafoane din polimeri sintetici, iar pentru cele cu faţa inferioară neregulată, plăci de ipsos armate cu trestie.

2.4. PLANŞEE

2.4.1. Generalităţi

Eficacitatea economică a elementului de rezistenţă a unui planşeu nu poate fi tratată independent de celelalte elemente de rezistenţă ale unei clădiri, ci ţinînd seama de interdependenţa lor şi de faptul că nu fiecare element de rezistenţă trebuie neapărat să reprezinte soluţia cea mai economică, astfel încît costul total al construcţiei să fie un minim. Un planşeu cu o greutate mică, chiar dacă reprezintă un cost mai ridicat decît altă soluţie, influenţînd sensibil costul scheletului de rezistenţă şi al fundaţiilor, poate conduce la un ansamblu mai economic.

Din literatura tehnică rezultă ca soluţii optime, soluţiile cu scheletul de rezistenţă avînd pasul (traveea) cuprins între 3,50 şi 6,00 în funcţie de modul de execuţie şi materialele care se folosesc.

Materialele din care se execută elementul de rezistenţă al planşeelor sînt : beton armat, ceramică armată şi oţel.

La clădirile cu schelet metalic, planşeele de beton armat sau ceramică armată se utilizează pe scară foarte restrînsă, datorită greutăţii proprii mari pe care o aduc faţă de greutatea totală a construcţiei. Scheletul metalic devine mult mai greu şi mai scump.

2.4.2. Planşee metalice

2.4.2.1. *Generalităţi*

În ultimii ani datorită multiplelor avantaje pe care le prezintă planşeele metalice, au apărut în literatura tehnică de specialitate şi au fost aplicate în practică o serie întreagă de tipuri de planşee care au ca elemente de rezistenţă elemente confecţionate din oţel.

Avantajele generale pe care le prezintă aceste planşee sînt : greutate proprie redusă, execuţie rapidă eliminînd cofrajele şi susţinerile, rigiditate mare în plan orizontal.

Din marea varietate de soluţii posibile, vor fi prezentate doar cele mai avantajoase. După modul de alcătuire planşeele pot fi : din tablă subţire sau din profile metalice.

2.4.2.2. *Planșee executate din tablă subțire*

Aceste planșee se execută din elemente prefabricate realizate din tablă subțire (0,75—2 mm) prin îndoire. Elementele realizate au rolul de rezistență și în anumite cazuri (cînd se toarnă peste ele un strat de beton) și de cofraj și susținere.

Formele sub care se îndoaie tabla diferă de la soluție la soluție, căutîndu-se să se obțină elemente cu rigiditate cît mai mare folosind tablă cît mai subțire, fără însă ca stabilitatea locală a acesteia să fie periclitată. Forma elementelor este astfel aleasă încît confecționarea lor în ateliere să fie simplă și rapidă.

a) Planșeu tip „Ω"

Planșeul se realizează din elemente din tablă subțire de 1,0 mm grosime îndoită sub forma literei Ω, avînd înălțimea elementului între 100 și 200 mm, lățimea de 400 mm și lungimea pînă la 5,00 m (fig. 2.2).

Elementele din tablă se așează la montaj unul lîngă altul pe riglele cadrului; între și deasupra lor turnîndu-se un strat de cca. 3 cm beton ușor, beton care realizează monolitizarea planșeului și formează în același timp și stratul suport al pardoselii.

Tavanul se poate realiza fie cu o tencuială pe plasă de rabiț ori pe trestie sau prin fixarea cu șuruburi între rostul elementelor de rezistență a unui plafon prefabricat din PAL, sau din plăci de ipsos armate cu trestie.

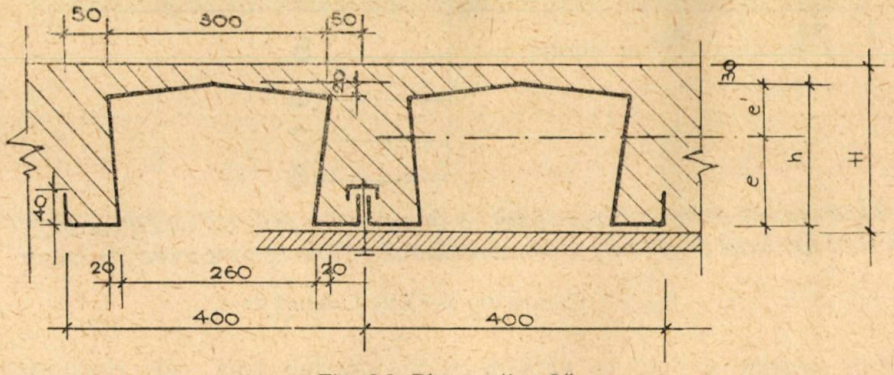


Fig. 2.2. Planșeu tip „Ω".

Din analiza acestui tip de planșeu rezultă următoarele caracteristici:

— sarcina utilă pe care o poate suporta este de 175—2 000 kg/m² în funcție de tipul folosit, pentru deschideri de la 2,0 la 5,0 m;

— greutatea proprie a planșeului (exceptînd pardoseala și plafonul) variază de la 175 la 245 kg/m²;

— consumul de tablă de oțel este de 13,5 la 21,9 kg/m²;

— consumul de beton ușor este de la 0,073 la 0,103 m³/m²;

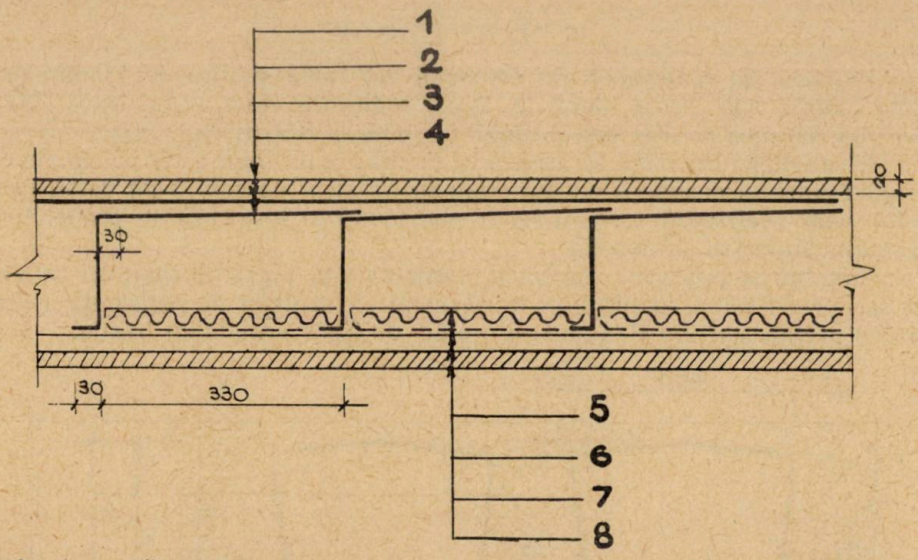
— prețul planșeului gata executat este apreciat la 66—100 lei/m².

b) Planșeu din elemente în formă de Z

Planșeul se realizează dintr-o serie de elemente din tablă subțire îndoită în formă de Z (fig. 2.3) sudate între ele, după montare, din loc în loc, pentru monolitizare. Elementele se execută din tablă de 1,5 mm, la o presă și se montează pe riglele cadrului, fără a fi necesare susțineri [1].

Peste elementele din tablă se așează un strat de carton asfaltat, în două straturi de bitum, se toarnă apoi o sapă de 2,00 cm, armată cu o plasă de sîrmă cu ochiurile de 40 mm, care sapă formează suportul pardoselii.

Pentru realizarea tavanului, se montează perpendicular pe elementele Z grinzișoare de 25/40 mm la cca. 80 cm distanță care susțin un strat de



1. Sapă armată 2 cm.; 2. Plasă sîrmă; 3. Strat carton asfaltat; 4 Element Z.
5. Vată de sticlă 25-50 mm.; 6. Carton asfaltat; 7. Grinzișoare 25/40, 8. Tavan.

Fig. 2.3. Planșeu din elemente în formă de Z.

carton asfaltat și unul de vată de sticlă sau minerală, care realizează o bună izolație fonică și termică. Plafonul se fixează pe grinzișoarele de lemn și poate fi realizat din PAL, plăci de ipsos etc.

Sarcina utilă pe care o poate suporta un asemenea planșeu este de 175 kg/m² la o deschidere de 3,00—4,00 m, avînd o sarcină permanentă de 70 kg/m² și de un consum de tablă de cca. 19 kg/m²; prețul planșeului gata executat este apreciat (fără pardoseală și tavan) la 80 lei/m².

Acest tip de planșeu este alcătuit din elemente foarte ușor de executat, prezintă o greutate mică, montare rapidă, fără susțineri. Planșeul asigură o izolare termică și fonică bună. În goluri se pot monta conductele electrice și de încălzire.

c) Planşeu din elemente în formă de U

Elementele de rezistenţă sînt formate din profile alcătuite din tablă subţire de 0,9—1,3 mm, îndoită în formă de U întors. Lăţimea elementelor, pentru a avea o rigiditate mai mare, este de cca. 150 mm, iar înălţimea este de numai 38—40 mm (fig. 2.4).

Peste şi sub elementele metalice se execută aceleaşi straturi, ca la planşeul precedent. Acest tip de planşeu se poate folosi pentru locuinţe cu des-

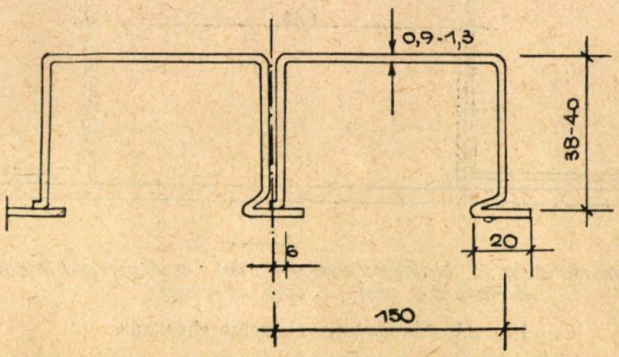


Fig. 2.4. Planşeu din elemente în formă de U.

chidere maximă de cca. 5,70 m cu un consum de tablă de oţel de cca. 16 kg/m² şi sarcina permanentă (fără pardoseală şi plafon) cca. 70 kg/m². Costul informativ al planşeului este de 72 lei pe m². Avantajele şi dezavantajele sînt aceleaşi ca la planşeele din elemente în Z.

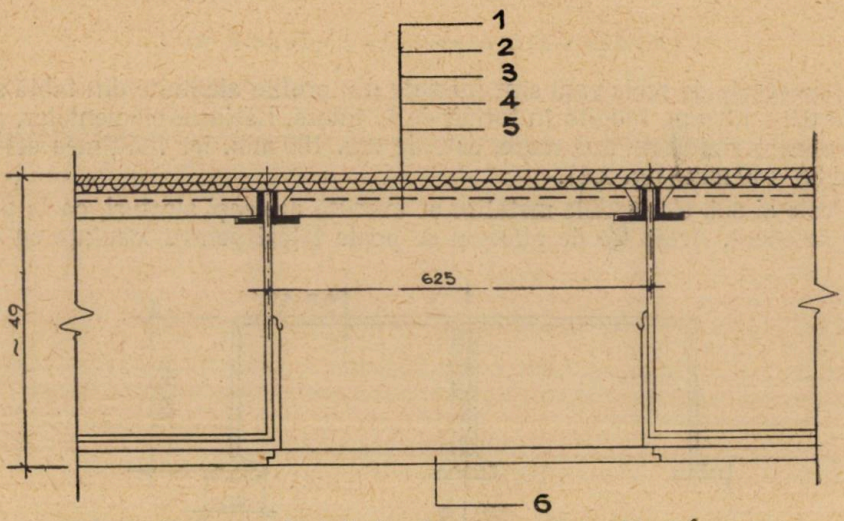
d) Planşeu din elemente chesonate

Sistemul de rezistenţă se execută din tablă subţire îndoită în formă de U. La margine se sudează de tablă, pentru a-i mări rigiditatea, cîte două corniere. Aceste elemente se aşează la cca. 625 mm distanţă unul de altul (fig. 2.5). Pardoseala se execută din dale prefabricate de beton, care au o serie de armături în rosturile dintre plăci sudate de cornierele elementelor U. Peste dalele de beton se aşează un strat de izolare termică şi fonică, iar deasupra o şapă armată suport pentru pardoseală. Plafonul se realizează din elemente prefabricate suspendate de elementele U [4].

Planşeul suportă o sarcină utilă destul de mare, în jurul valorii de 425 kg/m² avînd o greutate permanentă de cca. 240 kg/m² cu un consum de oţel de 27 kg/m². Se pretează la deschideri mari, pînă la 7,50 m. Preţul informativ (fără pardoseală şi plafon) este de cca. 130 lei/m².

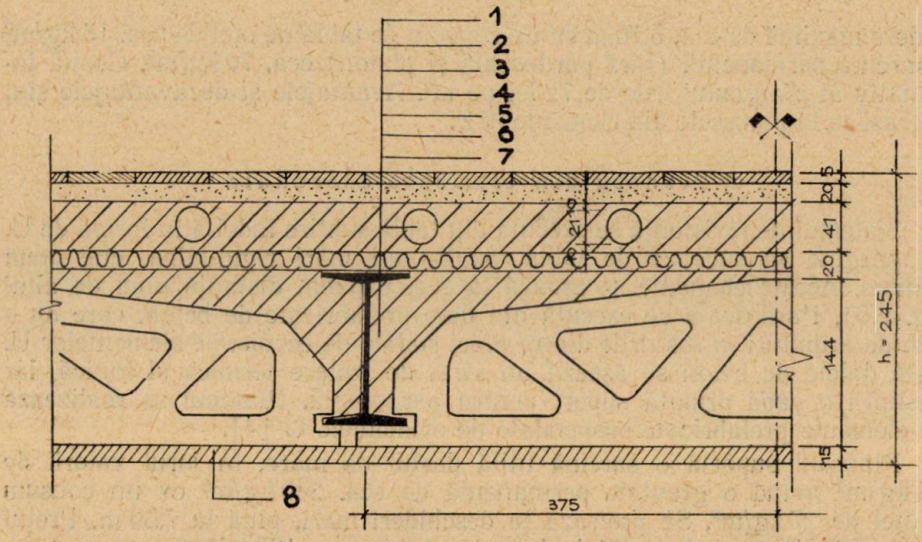
2.4.2.3. *Planşee executate din profile metalice*

În această categorie se consideră planşeele care au ca element de rezistenţă profile metalice laminate.



1. Șapă armată 2 cm.; 2. Izolație termică 2,5 cm.; 3. Armătură în rosturi
4. Placă b.a. pref.; 5. Dală de tavan.

Fig. 2.5. Planșeu din elemente chesonate.



1. Parchet cu cataignier. 2. Șapă egalizare; 3. Dală pt. înglobarea tuburilor de încălzire
4. Tub de încălzire; 5. Vată de sticlă; 6. Beton de umplutură; 7. Grindă I PM 13
8. Tencuială de ipsos

Fig. 2.6. Planșee cu profile metalice și corpuri de umplutură.

a) Planşeu cu corpuri de umplutură

Planşeul se realizează din profile metalice dublu T, aşezate la o distanţă de cca. 750 mm. Între aceste profile se montează corpuri de umplutură prefabricate din beton (fig. 2.6). După montarea corpurilor se toarnă între ele un beton de umplutură, peste care se fixează un strat de izolare şi o dală pentru înglobarea tuburilor de încălzire. Pentru tavan se foloseşte o tencuială de ipsos [3].

Planşeul se poate folosi pentru deschideri între 3,50—4,0 m, avînd sarcina permanentă (exceptînd pardoseala şi tavanul) de cca. 290 kg/m² şi un consum de oţel de 19 kg/m². Înălţimea totală a planşeului este de cca. 25 cm. Planşeul prezintă o izolare termică şi fonică bună; nu necesită nici cofraje, nici sprijiniri, dar are greutatea proprie, consumul de oţel şi înălţime, mari.

b) Planşee cu dală monolită

Elementele de rezistenţă din profile I se montează la cca. 75—100 cm distanţă peste care se toarnă o placă din beton armat monolit de 4—5 cm, care conlucrează cu profilele I (fig. 2.7). Plafonul se realizează din elemente prefabricate sau monolite, realizînd şi izolarea termică. Planşeul poate fi folosit pentru deschideri pînă la 6,0 m şi sarcini utile pînă la 500 kg/m²,

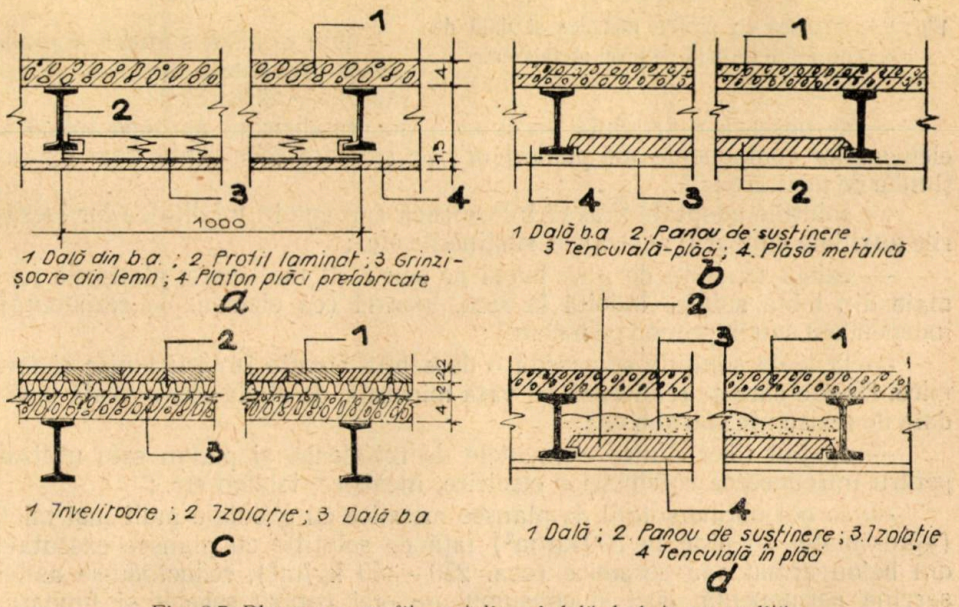


Fig. 2.7. Planşee cu profile metalice şi dală de beton monolită.

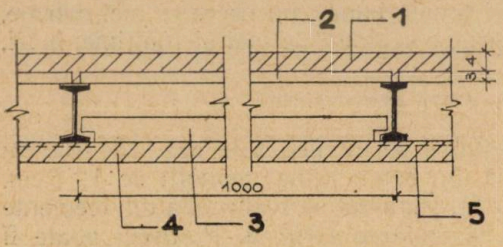
avînd sarcina permanentă de la 170—250 kg/m², un consum de oţel laminat de 20 kg/m² şi de beton de 4—5 cm/m².

Planşeul are greutate permanentă mică, consum de oţel relativ mic în raport cu deschiderea şi se pretează la montaj rapid (susţinerea cofrajului

făcîndu-se direct pe profile metalice fără ca să consume o parte a capacităţii portante a acestora). Izolarea fonică şi termică este bună. Preţul de cost aproximativ este de 65—70 lei/m², excluzînd pardoseala şi plafonul. Se utilizează raţional betonul (în zona comprimată) şi oţelul (în zona întinsă).

c) Planşeu cu dală monolită turnată pe plăci prefabricate din beton armat care înlocuiesc cofrajul

Pentru a elimina cofrajul se aşează pe elementele metalice plăci prefabricate din beton armat de cca. 2 cm peste care apoi se toarnă placa de beton simplu în grosime totală de 4—5 cm (fig. 2.8 [2].



1 Beton simplu ; 2. Placă b.a prefabricată ; 3. Element de închidere ; 4. Tavan ; 5. Plasă sîrmă.

Fig. 2.8. Planşee cu profile metalice şi dală de beton monolită turnată pe plăci prefabricate.

Această soluţie prezintă aproximativ aceiaşi indici ca şi soluţia precedentă şi pe lîngă economia de cofraj, asigură şi posibilitatea de a monta iniţial tavanul în condiţii mai bune.

2.4.2.4. *Consideraţiuni asupra planşeelor metalice*

Din analiza sumară a planşeelor prezentate mai sus, se remarcă următoarele :

— se observă o tendinţă accentuată de prefabricare aproape totală a elementelor componente ale planşeelor ; pe şantiere se execută doar operaţiunile de montare ;

— soluţiile adoptate tind să înlocuiască aproape în totalitatea lor lucrările auxiliare cum ar fi : cofrajele, susţinerile etc. ;

— există tendinţa de a se folosi pe scară cît mai mare, planşeele formate din tablă subţire îndoită la rece, lucrînd (ca element de rezistenţă) independent sau împreună cu betonul ;

— la toate soluţiile se acordă o deosebită atenţie izolării fonice şi termice, izolare care se realizează cu vată minerală, de sticlă etc. aşezată peste dala de rezistenţă sau sub ea ;

— spaţiul liber dintre elementele de rezistenţă şi plafon este utilizat pentru introducerea conductelor electrice, încălzire, telefon etc. ;

— se pot obţine soluţii de planşee metalice cu greutate mult mai mică (aproximativ 70 pînă la 200 kg/m²) faţă de soluţiile cu planşee executate din beton armat sau ceramice (cca. 250—350 kg/m²), reducîndu-se astfel sarcina permanentă, deci şi consumul de oţel pentru schelet şi fundaţii.

2.4.3. Studiu şi proiectarea unui planşeu adecvat soluţiei constructive

Prezentul studiu bazîndu-se pe aceeaşi soluţie funcţională descrisă în cap. 1 cu planşee din beton armat cu nervuri dese, interax 63 cm (fig. 2.9), urmăreşte să stabilească posibilitatea tehnico-economică de realizare a con-

strucţiei din elemente metalice, ţinîndu-se seama de posibilităţile de execuţie actuale la noi în ţară.

Dintre cele două tipuri de planşee realizate din tablă subţire sau elemente laminate, greutatea cea mai mică o prezintă unele tipuri din prima categorie, consumul de oţel este aproximativ acelaşi, costul tablei este însă ceva mai ridicat. Elementele din tablă subţire necesită la montaj manoperă de calificare superioară pentru executarea sudurilor.

Rezultă din aceste considerente că în perioada actuală cel mai indicat tip de planşeu pentru cazul studiat este acela cu elemente de rezistenţă din profile laminate, avînd la partea superioară turnată monolit o placă de beton armat.

Din punct de vedere static aceste planşee se realizează în două feluri :

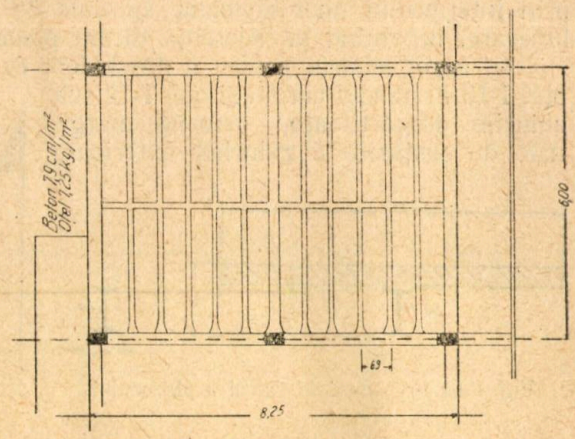


Fig. 2.9. Planşee de beton armat cu nervuri dese.

— static determinate, cînd profilele I se prind artificial, prin intermediul buloanelor, de rigla cadrului ;

— static nedeterminate, cînd se realizează continuitatea acestor profile.

Soluţia a doua este de preferat întotdeauna — cu toate că necesită o manoperă mai mare de montaj (executarea sudurilor) — deoarece realizează un planşeu cu o capacitate mai mare de încărcare şi cu deformaţii mai reduse. Pentru a reduce cît mai mult grosimea plăcii de beton armat, deci greutatea planşeului, se recomandă ca aceste grinzişoare să se aşeze la o distanţă de 70—80 cm, maximum 1 m. În cazurile obişnuite, pentru planşeele de locuinţe, grosimea plăcii se poate lua de 4 cm armate cu plase sudate realizate din ϕ 4 mm la 10 cm. Calculul planşeului s-a făcut pentru sarcina permanentă şi sarcina utilă de 150 kgf/m², conform STAS.

În cazul că profilele I se leagă între ele cu antretoze suficient de rigide, planşeul poate fi calculat ca o placă ortotropă. Această soluţie descarcă nervurile curente, însă încarcă grinzile marginale, din care considerent se preferă antretoaze cît mai elastice. În această ipoteză de execuţie calculul se poate face pentru o singură nervură, considerată grindă continuă.

Datorită faptului că placa de beton este numai la partea superioară, ea va conlucra cu profilul metalic numai în cîmp. În acest caz nervura va fi cu moment de inerţie diferit în cîmp şi pe reazem (fig. 2.10).

Ţinîndu-se seama de lucrul materialelor în domeniul plastic capacitatea de încărcare a planşeului creşte şi poate fi exprimată prin următoarea relaţie : (fig. 2.11)

$$cM_0 = M_p^c + M_p^r .$$

Datorită faptului că momentul de inerţie este mult mai mic pe reazem decît în cîmp, întotdeauna prima dată va apare momentul plastic pe reazem M_p^r şi numai pe urmă în cîmp M_p^c ; nervura îşi va epuiza capacitatea portantă numai la apariţia articulaţiei plastice în cîmp.

Conlucrarea dintre placa de beton armat şi profilul metalic se realizează prin intermediul unor elemente speciale de legătură care preiau întreaga lunecare, necontînd pe aderenţa dintre placa de beton şi profilul metalic.

În cazul nostru, pentru o deschidere de calcul de 6,00 m, au rezultat oţel I-10 în panoul curent şi oţel I-12 sub zidurile despărţitoare; grinzile marginale de susţinere a zidurilor exterioare

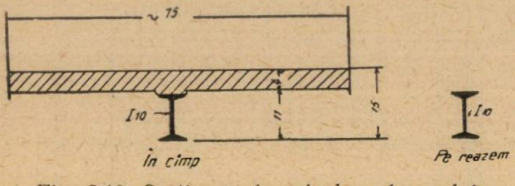


Fig. 2.10. Secţiunea de calcul a planşeului.

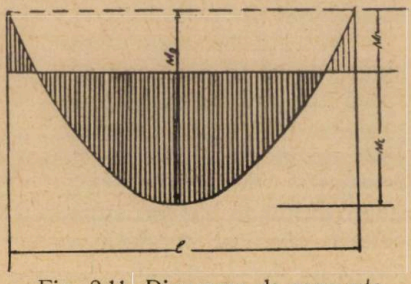


Fig. 2.11. Diagrama de momente încovoietoare.

s-au proiectat ca grinzi cu zăbrele cu înălţimea totală de 40 cm, cu talpă superioară din oţel I, necesare pentru susţinerea panourilor de cofraj.

Înainte de turnarea betonului profilele I vor trebui susţinute la mijlocul deschiderii pentru a nu avea deformaţii prea mari.

Pentru stabilirea indicilor tehnico-economici ai planşeului s-a considerat o travee curentă cu deschiderea de 6,00 m, pentru care s-au calculat şi raportat la m² suprafaţă construită (tabela 2.2). Aceşti indici au rezultat pe baza devizelor şi a extraselor de materiale întocmite conform normelor în vigoare pentru variantele ;

— planşeu de beton armat (soluţie schelet beton armat) ;

— planşeu metalic.

Pentru confecţionarea construcţiei metalice a planşeului şi montarea acestuia, s-a luat ca bază analiza specială întocmită la cap. 1.

2.5. CONCLUZII FINALE

Din analiza comparativă a indicilor tehnico-economici (tabela 2.2) obţinuţi pentru cele două soluţii, rezultă avantajele evidente pentru soluţia metalică :

a) costul total al planşeului din beton armat este cu cca. 10% mai mare ;

b) valoarea manoperei planşeului din beton armat este cu 63% mai mare ;

c) timpul de execuţie al planşeului metalic este mult mai redus, lucru ce apare evident din valoarea manoperii ;

d) greutatea totală a planşeului de beton armat este mai mult decît dublă (220%) ;

Tabela 2.2

Indici pe mp. de planșeu cu deschiderea l=6,00 m

A) *Consum de materiale*

	Consum de materiale											
	Ciment		Beton		Oțel beton		Oțel profilat		Consumul total de oțel		Material lemnos	
	kgf	%	cm/m²	%	kgf	%	kgf	%	kgf	%	mc/mp	%
Schelet metalic	12,3	100	4	100	2,40	100	16,00	100	18,40	100	0,012	100
Schelet beton armat	31,5	256	10,25	256	10,8	450	—	0	10,8	58,6	0,025	208

B) *Greutate — Manoperă — Cost*

	Greutate		Manoperă		Cost total	
	kgf	%	lei	%	lei	%
Schelet metalic	125	100	7,30	100	65,20	100
Schelet beton armat	277	222	11,90	163	71,90	110

e) greutatea mai mică a planșeului metalic influențează direct scheletul de rezistență și fundațiile, atît asupra consumului de material cît și a costului ;

f) consumul de materiale este mai redus în special la ciment, beton și material lemnos ;

g) consumul de oțel beton se reduce cu cca. 75% la planșeul metalic, în schimb se adaugă oțel laminat astfel încît consumul total de oțel este cu 80% mai mare.

3. FUNDAȚIILE SCHELETULUI METALIC STUDIAT

DE

N. MAIOR, V. IZDRAILĂ, M. PĂUNESCU, SIDONIA ROȘA

3.1. INTRODUCERE

Construcția de blocuri de locuințe sau blocuri cultural administrative în centrul orașului Timișoara și mai ales pe amplasamentul vechii cetăți a orașului, în zona perimetrului ei de apărare, ridică multe probleme tehnice

mai grele în privința fundațiilor, a căror rezolvare influențează în mod direct prețul de cost.

În această direcție, cercetarea terenului de fundație și studierea condițiilor de fundare inclusiv a diferitelor tipuri de fundații, în cadrul ansamblului construcției-teren, se preconizează realizarea unor construcții cu 6—10 etaje în condițiile specifice orașului Timișoara.

Ținem să menționăm de la început că, pe cînd suprastructura ce se poate studia oarecum independent de amplasamentul construcției, studiul fundațiilor nu se poate face decît admițînd anumite ipoteze în privința cotei de fundare, a presiunilor admise etc. În aceste condiții, am considerat util ca studiul de față să se refere în primul rînd la situația specifică orașului Timișoara unde condițiile de fundare sînt ceva mai vitrege ca în alte orașe și deci să poată fi folosit imediat în proiectare și execuție. Cu oarecari adaptări însă, concluziile noastre pot fi generalizate pentru orice amplasament.

Pentru aprecierea stratificației și stabilirea unor anumite condiții de fundare s-a folosit și lucrarea „Cercetarea condițiilor de fundare pe teritoriul orașului Timișoara ; clădiri înalte pe amplasamentul vechii cetăți", întocmită de același colectiv în colaborare cu D.S.A.P.C. Banat și comunicată în sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 28—30 nov. 1959.

Amplasamentul studiat în această lucrare este limitat de Bvd. 23 August, str. Botoarcă, str. Papila și calcanul unui bloc existent. Pe acest amplasament au fost construite două blocuri (A și B) cu 5—6 etaje și cu un schelet de beton armat.

3.2. CONSIDERAȚIUNI ASUPRA AMPLASAMENTULUI

În raport cu evoluția urbanistică a orașului Timișoara, amplasamentul studiat se găsește în afara vechii cetăți (construită în jurul anului 1724) și anume în interiorul perimetrului ei de apărare. Acesta era construit din 3 cercuri concentrice de fortificații cu șanțuri între ele, avînd 4—5 m adîncime și cca. 20—35 m lățime, șanțuri în care circula apa Begheiului (vezi fig. 3.1).

Vechea cetate a fost demolată începînd din anul 1850. Șanțurile au fost umplute fie pe cale naturală prin sedimentarea nisipurilor, prafurilor și argilelor în bălțile astfel formate, fie pe cale artificială cu resturi de zidării, umpluturi etc. În situația actuală zona cercetată este aproape în întregime clădită cu construcții de 2—5 etaje.

Din punct de vedere geologic, orașul Timișoara — ca și întreaga cîmpie a Banatului — face parte integrantă din depresiunea panonică (sectorul estic) care a luat naștere prin scufundarea unui masiv vechi, construit din șisturi cristaline și roci eruptive.

Peste depozitele mării panonice (marnoargiloase și nisipoase) colmatarea depresiunii panonice s-a continuat cu sedimentele rîurilor și cu aluviuni propriu-zise : nisipuri de dună, prafuri, loessuri etc. depuse de vînt.

Procesul de colmatare a continuat prin depozite aluvionare recente nisipoase sau argiloase, așezate în straturi orizontale, nisipurile alternînd cu

argilele sau cu prafurile ; aceste sedimente aparțin Begheiului sau Timișului sau zonelor mlăștinoase din perioada premergătoare regularizării canalului Bega.

Din punct de vedere litologic, regiunea se caracterizează printr-o succesiune destul de neregulată și încrucișată a straturilor de roci sedimentare

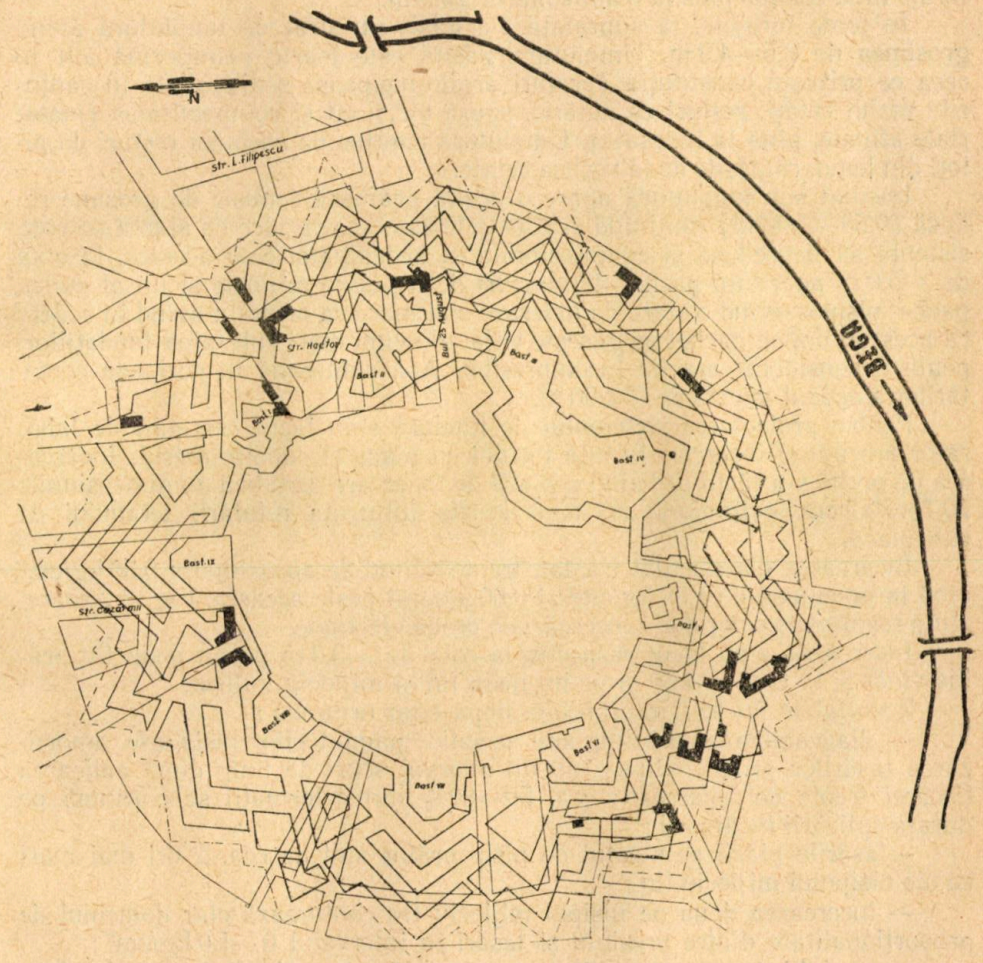


Fig. 3.1. Planul vechii cetăți a orașului Timișoara.

mai mult sau mai puțin permeabile, precum și prin prezența unor lentile de argilă. Spre suprafață materialul aluvionar este alcătuit din nisipuri fine și mijlocii, prafuri și argile, peste care apar umpluturile din șanțurile vechii cetăți.

3.3. CERCETAREA TERENULUI DE FUNDAȚIE

Pentru cunoașterea stratificației în zona activă a fundației s-au folosit cercetările geotehnice efectuate din T.T.G., și I.R.P.T. (azi D.S.A.P.C.B.) totalizînd împreună 134,50 metri liniar de foraj, unul dintre foraje fiind condus pînă la o adîncime de 25,0 m.

În toate forajele, la suprafață s-a găsit un strat de umplutură avînd grosimea de 3,5—4,9 m. Umplutura găsită este foarte neuniformă atît în ceea ce privește constituția (prafuri argilo-nisipoase sedimentate în șanțurile vechii cetăți, resturi de zidărie, sgură etc.), cît și compactitatea (materiale afînate, pînă la îndesate). Umplutura conține de asemeni resturi de piloți din lemn, rămășițe de la vechea cetate.

Imediat sub umplutură apare o argilă prăfoasă cenușie de grosime redusă (0,50—1,00 m) conținînd și zone mîloase ceea ce face ca starea de consistență să fie redusă și compresibilitatea accentuată. Sub acestea, la cota de —5,0 m apare un pachet de nisipuri de îndesare mijlocie și un al doilea pachet nisipos avînd o stare de îndesare mai mare ca primul ; avînd în vedere că acest al doilea pachet se găsește și la adîncimi mari sub talpa fundațiilor, poate fi considerat practic încompresibil. Apa subterană în perioada cercetărilor a apărut la cota de —4,90 m.

Pentru proiectarea sistemului de fundare s-au făcut cercetări de laborator precum și încercări la fața locului cu placa și penetrometrul. Încărcarea de probă s-a făcut utilizînd o placă de încercare metalică cu dimensiunile 70,7×70,7 cm, evitîndu-se în felul acesta influența refulării terenului de sub placă.

Încărcarea s-a efectuat treptat, treptele fiind de aproximativ 0,30 kg/cm² pînă la presiunea de 1,50 kg/cm² și 0,60 kg/cm² peste aceasta. Fig. 3.2 reprezintă rezultatele celor două încercări de probă efectuate.

Încercările s-au făcut respectiv la cota de —5,0 m pe un nisip fin prăfos vînăt și la cota —4,60 m pe un nisip fin și mijlociu galben.

Rezultatele au fost interpretate după cum urmează :

— diagramele tasare-timp sînt specifice pămînturilor nisipoase, amortizarea tasărilor producîndu-se într-un interval scurt de timp după aplicarea fiecărei trepte de încărcare ; cca. 50—80% din deformații se consumă pe durata aplicării încărcării ;

—tasările plăcii pe stratul de nisip prăfos sînt de cca. 2 ori mai mari ca ale nisipului mijlociu fin ;

— încercarea doua pe nisipul mijlociu fin conturează clar domeniul de proporționalitate dintre presiuni și tasări în intervalul 0—1,0 kg/cm² ;

— modulii de compresibilitate corespunzători presiunii de calcul a fundațiilor p=2,20 kg/cm² sînt de 40 kg/cm² pentru nisipul prăfos și de 90 kg/cm² pentru nisipul mijlociu ;

— presiunea admisibilă pe terenuri omogene plecînd de la corelația dată de Terzaghi între tasările diferitelor suprafețe de încărcare (cazul pămînturilor nisipoase) și ținînd seama de tasările medii admisibile conform normelor sovietice N și TU-127-55 a rezultat — considerînd o fîșie cu lățimea de 2,0 m de 3,47 kg/cm².

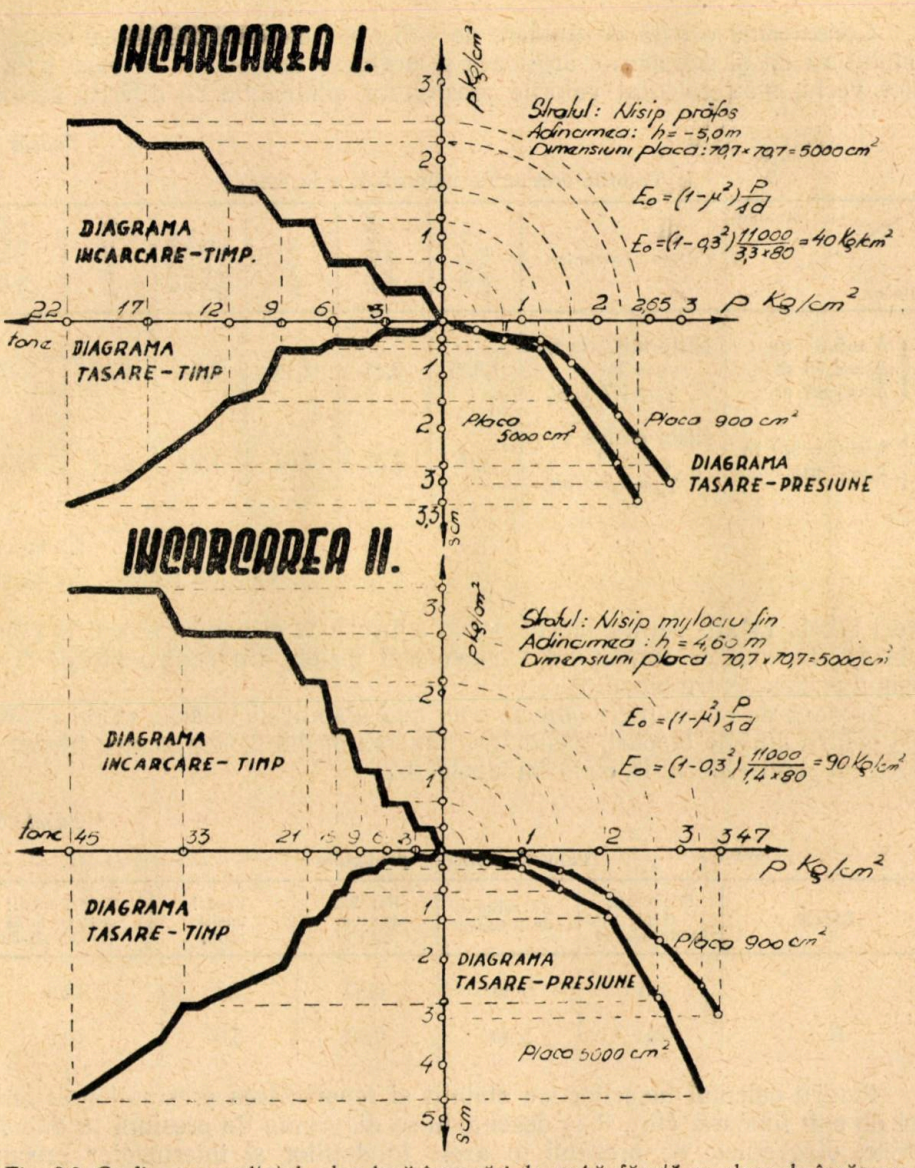


Fig. 3.2. Grafice cu rezultatul celor două încercări de probă, făcută cu placa de încărcare.

3.4. CONDIŢII DE FUNDARE

Considerînd o cotă de fundare de —5,0 m care să îndepărteze complet umplutura cît şi depunerile argiloase şi prăfoase mîloase de la baza şanţurilor vechi, s-au calculat valorile presiunilor admisibile cu diferite metode

Tabela 3.1

Valorile presiunilor admisibile în kg/cm²

Blocul \ Metoda	Date geotehnice	STAS 3503-52	Norme Sovietice	Maslov	Sokolovski Prandtl Caquot	Terzaghi	Încărcare de probă
A $h=5{,}0$ m, $h_1=3{,}15$ m, $h_2=1{,}85$ m	Nisip mijlociu fin $\varphi=30°$ $\gamma_v=1{,}7$ t/mc	1,925	2,48	2,14	2,24	2,52	3,47
B $h=h_2=5{,}0$ m, $h_1=0$ m	Nisip prăfos $\varphi=20°$ $\gamma_v=1{,}7$ t/mc	2,02	2,22	2,62	1,90	2,17	2,65

Nisip mijlociu 2,2 kg/cm²
Nisip fin prăfos 1,9 kg/cm²

(vezi tabela I) atît pentru blocul A (cu subsol) cît şi pentru blocul B (fără subsol). Terenul de fundaţie s-a considerat nisipul fin pentru blocul A şi nisipul prăfos pentru blocul B.

Înafară de rezistenţele admise s-au mai stabilit şi tasările medii probabile pentru ambele blocuri, găsindu-se tasarea medie 3,3 cm pentru blocul A şi 5,0 cm pentru blocul B, conform tabelei 3.2.

Tabela 3.2

Valorile tasărilor probabile

Blocul	Suprafaţa tălpii fundaţiei, m²	Adîncimea de fundare	Sarcina geolog. kg/cm²	Tasări medii prob.	Tasări medii admise după N-TU-127-55
A	181	5 m	0,80	3,3	10,0
B	254	5 m	0,80	5,0	10,0

Pentru calculul tasărilor s-a stabilit şi repartizarea presiunilor în terenul de sub fundaţie (fig. 3.3) desenîndu-se diagrama de presiuni la diferite nivele, diagramele de presiuni în axele fundaţiilor şi întermediar precum şi izobarele. Calculele s-au făcut în mod acoperitor cu unghiuri de frecare de 20 şi 30° şi neglijîndu-se valoarea coeziunii.

În baza datelor din tabelul 3.1 presiunea admisă s-a stabilit de 2,2 kg/cm² pentru blocul A (cu subsol) şi 1,9 kg/cm² pentru blocul B (fără subsol).

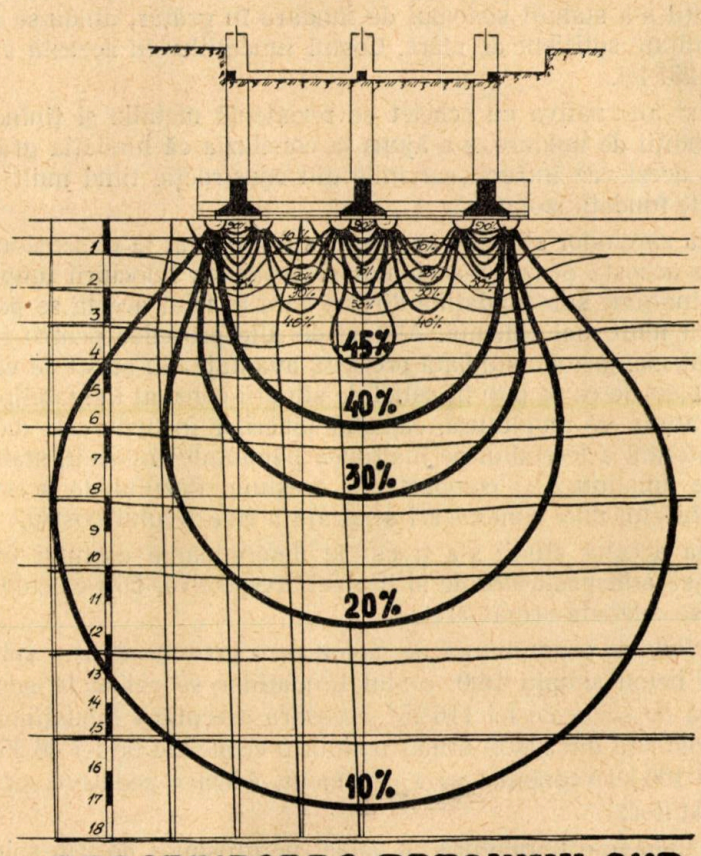


Fig. 3.3. Repartizarea presiunilor sub fundații (pe bază de calcul).

MŰSZAKI EGYETEM BUDAPEST KÖZPONTI KÖNYVTÁR 1848

3.5. STUDIUL FUNDAȚIILOR. CONCLUZII

Pentru scheletul de rezistență din beton armat, după încercarea mai multor soluții s-a stabilit sistemul de fundare în grătar, dîndu-se în același timp o rigiditate suficient de mare. Costul fundațiilor în această alternativă este de 116 257 lei.

Studiind alternativa cu schelet de rezistență metalic și ținînd cont de aceleași condiții de fundare, s-a ajuns la concluzia că fundația grătar nu se justifică în acest caz întrucît sarcinile din construcție fiind mult mai mici, pot fi folosite fundații izolate.

Pe baza sarcinilor stabilite în cap. 1, s-a procedat la dimensionarea fundațiilor. Cu această ocazie s-a studiat și problema înlocuirii umpluturii pe o anumită înălțime sub fundațiile directe care în felul acesta se pot executa la o cotă cu mult mai ridicată. Alături de alte procedee pentru rezolvarea acestei probleme, metoda studiată prezintă avantaje din punct de vedere economic. Problemele ce se pun în astfel de situații constau în stabilirea dimensiunilor stratului de umplutură, calculul tasărilor inclusiv cele date de împingerea laterală a terenului pe înălțimea pămîntului înlocuit, stabilirea pămîntului de umplutură și compactarea acestuia. Rezultatele acestor studii formează obiectul unei comunicări separate a colectivului nostru.

În baza acestor studii s-a trecut la determinarea costului fundațiilor, întocmindu-se antemăsurătoriile și devizele respective. Din calculul costului fundațiilor se constată următoarele :

1) Făcîndu-se o umplutură de moloz pe o grosime de 2 m sub fundație izolată din beton simplu B90, costul fundațiilor se ridică la suma de lei 70 000. Față de suma de lei 116 257 necesară executării fundațiilor la scheletul de rezistență din beton armat rezultă o economie de lei 46 257 ceea ce înseamnă 1 106 lei economie pe apartament, adică o reducere cu 40% din costul fundațiilor.

2) Făcîndu-se o umplutură cu balast pe grosimea de 2 m sub fundația izolată din beton simplu B 90, costul fundațiilor se ridică la suma de lei 90 000.

Față de suma de lei 116 257, necesară execuției fundațiilor la scheletul de rezistență din beton armat, rezultă o economie de lei 26 257, ceea ce înseamnă 625 lei economie pe apartament, adică o ieftinire a fundațiilor cu cca. 27% față de soluția schelet beton armat.

Din cifrele prezentate rezultă avantajul prezentat de soluția cu schelet de rezistență metalic, față de cea cu schelet de rezistență din beton armat, concretizat printr-o scădere considerabilă a costului fundațiilor, suma respectivă putînd fi utilizată în rezolvarea altor probleme ale construcției. Această economie devine și mai evidentă în cazul unor condiții de fundare mai grele.

BIBLIOGRAFIE

1. Peissi P., Un nouveau type de maisons en acier ACIER, STAHL, STEEL. 1955 no. 9 20 Année p. 371.
2. Reimbert, M. A., La préfabrication en matière de planchers métalliques mixtes — ACIER, STAHL, STEEL 1956 — no. 3, 21 Année p. 126.
3. Sonrel P. et Duthilleul, Grupe d'immeubles H.L.M. à ossature métallique à Rueil. ACIER, STAHL, STEEL 1956 — no. 7—8, 21 Année p. 317.
4. Herke F., Nouveau bâtiment administratif de la M.A.N. à Gustavsburg (Allemagne). ACIER, STAHL, STEEL, 1956, no. 10, 21 Année p. 415.

ЭКОНОМИЧЕСКОЕ И ТЕХНИКО-НАУЧНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ ЖИЛЫХ ДОМОВ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ СКЕЛЕТОМ ИЗ ЛЕГКИХ ЭЛЕМЕНТОВ

(РЕЗЮМЕ)

а) ПРИМЕНЕНИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СКЕЛЕТОВ ПРОЧНОСТИ В МНОГОЭТАЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

После краткого описания возможностей применения металла в многоэтажном строительстве, рассматриваются благоприятные условия, создающиеся в нашей стране в области производства стального проката и в области капиталовложений с целью изыскатия новых методов строительства, для применения металлических скелетов прочности в многоэтажном строительстве.

Анализируется конкретный случай жилого дома в Тимишоаре, с железобетонным скелетом, и для сравнения, рассматривается разновидность с металлическим скелетом, при одинаковых габаритных размерах.

На основании полученных данных делаются технико-экономические выводы и указывается рациональность строительства жилых домов с металлическим скелетом, даже при 6—7 этажах.

б) СИСТЕМЫ ПЕРЕКРЫТИЙ ДЛЯ ЖИЛЫХ ДОМОВ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ СКЕЛЕТОМ

Рассматривается роль перекрытий в многоэтажном доме и условия которые они должны удовлетворять. Затем анализируется прочность и конфортабельность элементов перекрытия: полы, потолок, плита сопротивления. Для установления найлучшего вида полов и потолков, рассматриваются различные системы и выбирается самая подходящая.

Предлагается удаления плиты сопротивления из за большого веса, затем рассматривается металлическое перекрытие из холодногнутого листового железа, под различные формы перекрытый.

В связи с имеющимися возможностями выбирается последний вид и предлагаются данные для расчета и изготовления, а также технико-экономические показатели.

в) ФУНДАМЕНТЫ МЕТАЛЛИЧЕСКОГО СКЕЛЕТА

Работа содержит исследования по определению условий для возведения фундаментов под металлический скелет, по сравнению с железобетонным скелетом. Исследования проводились в лаборатории, а также на одном из строительных объектов в городе Тимишоаре.

Для металлического скелета фундаменты более экономичны, они много выгоднее по себестоимости чем фундаменты под железобетонные скелеты.

ETUDE ÉCONOMIQUE ET TECHNO-SCIENTIFIQUE SUR L'EXÉCUTION DES BLOCS D'APPARTEMENTS À STRUCTURE MÉTALLIQUE FAITE EN ÉLÉMENTS LÉGERS

(RÉSUMÉ)

a) UTILISATION DES STRUCTURES MÉTALLIQUES DANS LES CONSTRUCTIONS À PLUSIEURS ÉTAGES

Après une succinte présentation des possibilités multiples de l'utilisation du métal dans la technique actuelle d'exécution des structures de résistance dans les constructions étagées, on montre les conditions favorables que créent dans notre pays la développment de la production de l'acier et des produits laminés ainsi que le volume toujours croissant des investitions et les méthodes nouvelles d'exécution, pour l'utilisation des ossatures métalliques de résistance dans les constructions à plusieurs étages.

Pour illustrer l'avantage de ces structures, on analyse l'exemple concret d'un bloc à appartements à structure en béton armé, récemment exécuté à Timişoara. Pour la comparaison, on a étudié une variante à structure métallique, dans des conditions de gabarit identiques mais avec une conception de construction nouvelle, adaptée aux qualités supérieures de matériau métallique.

Base de ces données on présente des conclusions tehno-économiques, en montrant qu'il est rationnel de construire des blocs à appartements à structure métalique même dans le cas des constructions qui ne comprennant que 6 à 7 étages.

b) SYSTÈME DES PLANCHERS UTILISÉS DANS LES BLOCS À APPARTEMENTS A TRUCTURE MÉTALLIQUE

On présente le rôle des planchers dans un construction étagér et les conditions qu'il doivent accomplir.

On analyse ensuite du p.d.v. de la résistance et du confort, les éléments composants des planchers : planchéiage, plafond et dalles de résistance. En vue d'établir le type indiqué du p.d.v. techno-économique pour le planchéiage et le plafond, on étudie différents systèmes, en choisissant le plus indiqué.

Pour la dalle de résistance les planchers en béton armé sont éliminés à cause de la charge très grande ; on détaille ensuite les planchers métalliques en tôle mince courbée à froid sous différentes formes et les planchers de profils métalliques à plaque de béton armé. Selon les possibilités actuelles, on choisit le dernier type, pour lequel on donne des détails de calcul et d'exécution ainsi que des indices techno-économiques.

c) LES FONDATIONS DE LA STRUCTURE MÉTALLIQUE ÉTUDIÉE

On présente les recherches sur le chantier et dans le laboratoire ainsi que les recherches faites pour déterminer les conditions de fondation de la structure métallique étudiée, par comparaison à une structure similaire en béton armé ; ces recherches ont été faites pour un emplacement déterminé, à Timișoara.

Pour la structure métallique il y a des solutions de fondation plus économiques ; on fait voir l'avantage que présente en matière de prix la structure métallique, par rapport à la structure en béton armé en ce qui concerne les fondations.

FOLOSIREA STERILULUI DE LA FLOTAȚIILE MINEREURILOR DE NEFEROASE ÎN CONSTRUCȚII

DE

O. MIRȘU și N. I. VOINA

Comunicare prezentată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., din 7—14 aprilie 1962.

Posibilitățile de folosire a sterilului de la flotații în construcții au fost sesizate deja în literatura de specialitate [1], [2]. În publicațiile amintite se dau cîteva rezultate obținute asupra unor betoane celulare realizate cu steril de la flotații. În lucrarea de față se extind aceste experimentări, totodată căutîndu-se să se lărgească domeniul de folosire a acestui material prin realizarea unor noi produse pentru industria construcțiilor și a materialelor de construcții.

S-au făcut studii asupra betoanelor celulare autoclavizate, produselor silico-calcare microporoase și asupra mortarelor obișnuite pentru tencuieli și zidării.

Se remarcă faptul că pentru ultima categorie de produse s-a trecut de la faza de laborator la aplicarea experimentală în construcții, la cîteva obiective ale Trustului regional de construcții Hunedoara.

Valorificarea acestui deșeu industrial prezintă importanță economică deoarece pe deoparte se aplică în construcții un material local evitîndu-se transportul nisipului de la distanță, iar pe de altă parte se obține lichidarea depozitelor de steril existente care cresc continuu și reprezintă o problemă din ce în ce mai dificilă pentru întreprinderile de extracție a metalelor neferoase.

1. BETOANE CELULARE

1.1. **Programul încercărilor.** S-a urmărit rezistența la compresiune și greutatea specifică aparentă, variindu-se următorii parametri :

— materialul — steril de flotație (finețea : reziduu pe sita 0,09 mm — 73%, pe sita 0,2 mm — 5%) și pentru comparație nisip cuarțos măcinat, de aceeași finețe ;

— raportul ciment/steril $^1/_1$, $^1/_2$, $^1/_3$;

— greutatea specifică aparentă a betoanelor în stare proaspătă aproximativ 300, 600 și 900 kg/m³ funcție de cantitatea de spumă (spumogen 1—2 kg/m³) ;

— regimul de autoclavizare — ridicarea temperaturii + menţinerea la temperatura (175°) şi presiunea (8,5 atm) de regim + răcirea la temperatura mediului ambiant = 2+6+4 şi 7+10+5 ore.

S-au menţinut constante :

— natura cimentului (M 400) şi a agregatului ;

— cantitatea de clorură de calciu 1—2 kg/m³ ;

— factorul apă/material pulverulent — adecuat pentru realizarea unei consistenţe fluide corespunzătoare ;

— prepararea epruvetelor — mortarul şi spuma au fost preparate separat şi apoi amestecate împreună timp de trei minute ;

— păstrare la temperatura t = 20—21 °C şi umiditate constantă, timp de 12—16 ore pînă la autoclavizare.

1.2. **Rezultatele încercărilor** sînt cuprinse în tabelul 1. Se constată următoarele :

1) relaţia între rezistenţă şi greutatea specifică aparentă are o expresie logaritmică pentru fiecare material, compoziţie şi regim de autoclavizare, lege cunoscută în cazul betoanelor celulare cu nisip cuarţos ;

2) rezistenţele betoanelor celulare cu steril de flotaţie deşi sînt mai reduse decît cele cu nisip cuarţos realizate în aceleaşi condiţii, totuşi au valori suficiente pentru a putea fi folosite ca materiale pentru zidării şi izolaţii ;

3) din compararea celor două regimuri de autoclavizare rezultă influenţa importantă pe care o are încălzirea, răcirea şi menţinerea temperaturii şi presiunii de regim asupra rezistenţelor (formării hidrosilicatului de calciu). Se remarcă că în unele cazuri regimul de autoclavizare poate fi redus la 2+6+4 ore, ceea ce duce la economii de combustibil şi la scurtarea unui ciclu de fabricaţie, fapt care influenţează preţul de cost ;

4) prin utilizarea sterilului de la flotaţii la fabricarea betoanelor celulare în instalaţii locale, se obţin avantaje faţă de nisipul cuarţos în sensul că se evită măcinarea materialului, sterilul fiind livrat sub formă pulverulentă foarte fină, în urma procesului de flotaţie.

2. PRODUSE SILICO-CALCARE MICROPOROASE

Deşeurile de flotaţie avînd în compoziţia lor o mare cantitate de componente silicioase (83—90%), se pot folosi la obţinerea produselor silico-calcare. În scopul creării unei structuri microporoase, la confecţionarea acestor produse se foloseşte o cantitate mare de apă. În procesul de autoclavizare partea excedentară de apă este eliminată, ducînd la mărirea volumului de pori din produs şi la obţinerea structurii microporoase.

În programul încercărilor s-a prevăzut modificarea conţinutului de var pentru urmărirea cantităţii de silice activizată, menţinîndu-se constante cantitatea de apă de amestec şi regimul de autoclavizare la 2+6+2 ore, temperatura şi presiunea de regim fiind 175°, respectiv 8,5 atm.

Tabela 1

Nr. probei	Felul materialului	Ragimul de autoclavizare (ore)	Ciment : steril (în greutate)	Apă : material uscat	γ_a kg/m³	R kg/cm²
1	nisip cuarțos	2+6+4	1:1	0,3	910	46,5
2					600	13,0
3					420	4 2
4			1:2	0,3	980	45,5
5					570	8,5
6					440	2,4
7			1:3	0,3	900	25,5
8					610	8,6
9					430	3,5
10	steril de flotație	2+6+4	1:1	0,375	800	29
11					510	8
12					350	2,2
13			1:2	0,375	900	27
14					600	11
15					360	4,4
16			1:3	0,375	800	21
17					600	8
18					340	2,3
19	steril de flotație	7+10+5	1:1	0,375	830	38
20					640	21
21					350	3
22			1:2	0,375	850	31
23					640	18
24					450	10
25			1:3	0,375	840	26
26					640	15
27					450	9

Observație. Valorile reprezintă media a trei cuburi normalizate.

S-a constatat că probele nu prezintă fisuri sau crăpături, ceea ce demonstrează caracterul stabil la autoclavizare a sistemului steril-var-apă.

Rezultatele privind greutatea specifică aparentă şi rezistenţa la compresiune stabilite pe cuburi normale 7×7×7 cm, imediat după răcire, sînt date în tabelul 2.

Tabela 2

Proba	var : steril : apă	γ_a kg/m³	R kg/cm²
1	0,8 :8:4	1 150	61,00
2	1,12:8:4	1 200	67,00
3	1,44:8:4	1 210	69,00
4	1,76:8:4	1 340	75,00
5	2,08:8:4	1 400	117,70

Observaţie. Rezultatele reprezintă media a trei determinări.

Se constată următoarele :

1) se pot obţine silico-calcare microporoase cu o greutate specifică aparentă redusă ;

2) menţinînd constant raportul steril : apă, pe măsură ce creşte cantitatea de var în amestec, se măreşte şi greutatea specifică aparentă, ceea ce se explică prin faptul că apa excedentară care se elimină la autoclavizare pe măsura creşterii cantităţii de var este mai mică şi provoacă formarea unei structuri din ce în ce mai compacte ; pare să existe o corelaţie între cantitatea de hidrosilicaţi formaţi la autoclavizare şi cantitatea de apă legată ;

3) rezistenţa la compresiune creşte pe măsură ce se măreşte conţinutul de var din amestec. Odată cu mărirea cantităţii de var din amestec în procesul de autoclavizare se formează cantităţi mai mari de hidrosilicaţi care leagă produsul într-un schelet mai rezistent.

3. MORTARE OBIŞNUITE PENTRU TENCUIELI ŞI ZIDĂRII

3.1. **Programul încercărilor.** S-au executat încercări asupra a două serii de epruvete : cuburi 7×7×7 cm din mortar şi stîlpi de cărămidă 24×24×25 cm cu feţele finisate. Marca cărămizilor stabilită pe probe standard a fost 90 kg/cm². În afară de acestea, pentru urmărirea comportării materialului sub formă de tencuieli, s-au executat pe un perete de cărămidă existent tronsoane tencuite cu mortar de 1 cm grosime.

S-au variat următorii parametri :

— liantul var pastă şi var pastă-ciment ;

— raportul var/steril = 1/1 pînă la 1/10 ;

— raportul var/ciment/steril = 1/1/5 pînă la 1/1/10 ;

— cantitatea de apă de amestec de la aproximativ 200 pînă la 400 l/m³, în aşa fel încît să obţinem o consistenţă plastică.

Tabela 3

Felul mortarului	Nr. probei	Raport v/s respectiv v/c/s (în greutate)	Compoziție kg/m³		γ_a kg/m³ proaspăt	Cuburi		Prisme zidărie R kg/cm² 28 zile
			var pastă	ciment kg/m³		γ_a kg/m³ 28 zile	R kg/cm² 28 zile	
var-steril	1	1/1	717	—	1 655	1 400	8,5	74
	2	1/2	—		—	1 575	4,6	—
	3	1/3	367	—	1 765	1 470	4,9	63
	4	1/4	—		—	1 640	2,9	—
	5	1/5	240	—	1 800	1 540	2,9	60,4
	6	1/6	—		—	1 600	1,6	—
	7	1/7	175	—	1 800	1 585	4,9	51,5
	8	1/8	160		1 780	1 665	5,5	43
	9	1/9	145		1 830	1 640	3,8	25,5
	10	1/10	135		1 835	1 600	3,8	56,5
var-ciment-steril	11	1/1/5	217	217	1 880	1 710	21,4	
	12	1/1/7,5	154	154	1 900	1 570	17,0	
	13	1/1/10	125	125	1 865	1 600	7,9	

Observație. Rezultatele reprezintă media a trei determinări.

S-au menținut constante :

— prepararea mortarului = manuală ;

— păstrarea probelor pînă la încercare (28 zile) = mediu uscat, temperatura aproximativ 12 °C.

3.2. **Din rezultatele încercărilor** care se pot urmări în tabelul 3 și figura 1 putem trage următoarele concluzii :

1) Se pot realiza mortare de marcă 4 considerîndu-se dozaje optime var-steril = 1/7—1/10, iar marca 10 cu dozaje de var-ciment-steril = 1/1/8—1/1/10. Aceste compoziții au prezentat și cea mai bună comportare în timp sub formă de tencuieli ; tencuielile bogate în var au prezentat fisuri puternice, iar cele prea sărace au fost sfărîmiciose și au avut o aderență insuficientă la zidăria de cărămidă.

2) Din examinarea rezistenței la compresiune a stîlpilor de cărămidă funcție de compoziția mortarului utilizat se constată o variație mică ; s-a observat în toate cazurile că ruperea se produce prin refularea mortarului din rosturi și fisurarea concomitentă a cărămizilor, ceea ce se explică prin rezistența mică la compresiune a cărămizii utilizate.

* * *

Din cele de mai sus rezultă unele posibilități de valorificare a sterilului de la flotații. Pe viitor ne propunem să extindem domeniul de utilizare a ste-

rilului prin realizarea altor sortimente de produse pentru industria construcţiilor, în aşa fel încît să se poată trece la o exploatare cît mai raţională a

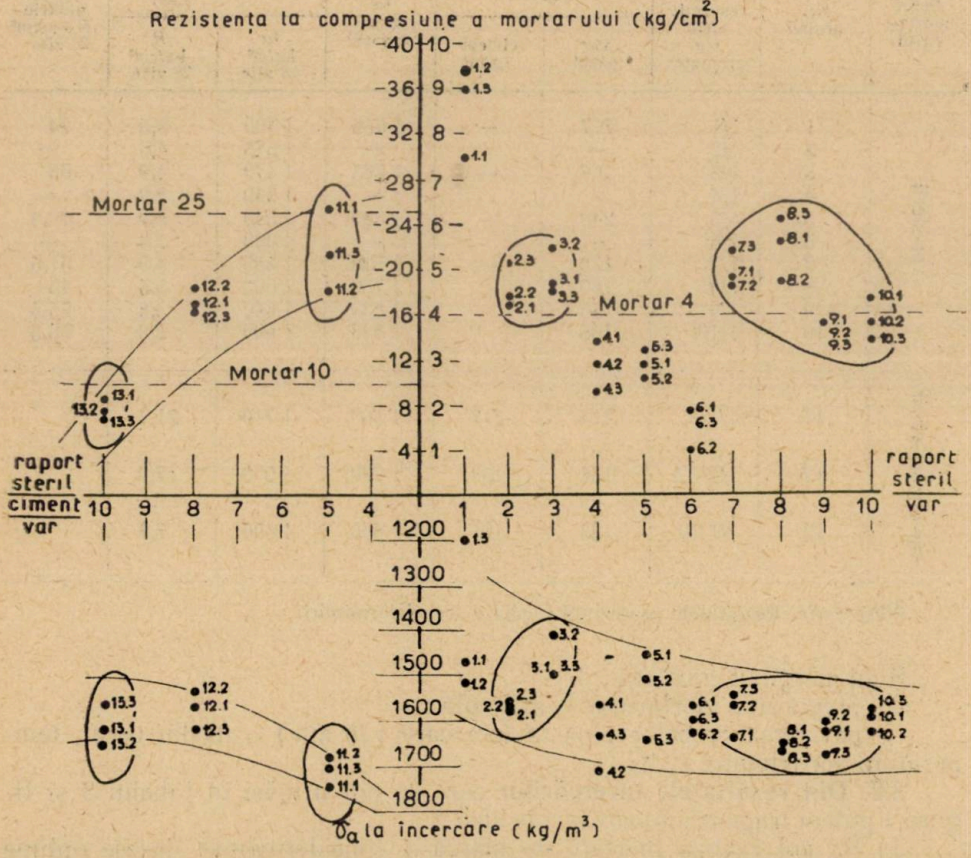


Fig. 1.

haldelor existente şi a celor în formare, în continuă creştere, prin dezvoltarea industriei noastre de metale neferoase.

BIBLIOGRAFIE

1. O. Mîrşu, Noi tipuri de betoane celulare, Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T.-ului, Tom 2 (16), fasc. 1, 1957, p.
2. O. Mîrşu, Betoane uşoare simple şi armate, teză de dizertaţie — A.S.I.T. Timişoara, 1957.
3. * * * *Comentarii STAS — Lucrări de zidărie*, Ed. Tehnică, 1958.
4. RILEM — Symposium on steam cured licht-weight concrete — Preliminary report — theme I—V, Göteborg 1960.
5. TNIPS — Issledovania po iačeistîm betonam — Moscva — 1953.

ПРИМЕНЕНИЕ ПУСТОЙ ПОРОДЫ, ПОЛУЧЕННОЙ ПРИ ФЛОТАЦИИ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ, В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

(РЕЗЮМЕ)

Излагаются результаты испытания пустой породы, полученной при флотации цветных металлов. Рассмотрены пустотелые бетоны, кремнеизвестняковые микропористые продукты и обычные растворы для кладки и штукатурки.

Использование вышеуказанной породы принесет дополнительные доходы, как производственным предприятиям, так и отдельным организациям.

UTILISATION DES STÉRILS DES FLOTTATIONS NON-FERREUSES DANS LES CONSTRUCTIONS

(RÉSUMÉ)

On expose les résultats des épreuves effectuées sur quelques produits réalisés à base de stérils provenues des flotattions non-ferreuses.

On à étudié des bétons cellulaires, des produits silico-calcaires et des mortiers usuels pour les maçonneries et les enduits.

La mise en valeur des stérils provenus des flottations permet de réaliser des bénefices supplémentaires dens les antreprises productrices et les organisations de constructioms qui les emploient.

CONTRIBUȚII LA STABILIREA COEFICIENTULUI DE OMOGENEITATE ȘI A COEFICIENTULUI DE SUPRAÎNCĂRCARE LA BETON

DE

I. MUNTEANU

Comunicare prezentată în sesiunea IX-a de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 7—14 aprilie 1961

1. Lucrarea își propune să cerceteze omogeneitatea rezistenței la rupere prin compresiune pe cuburi, precum și a greutății proprii a betonului. Metoda de cercetare este metoda statistică.

Cunoașterea coeficientului de omogeneitate al rezistenței (k_R) permite folosirea metodei de calcul la stările limită. Cunoașterea coeficientului de variație al greutății specifice aparente ($C_{v\gamma}$) permite determinarea coeficientului de omogeneitate (k_γ), respectiv a coeficientului de supraîncărcare pentru greutatea proprie, necesar în metoda stărilor limită. De asemenea pe baza cercetării statistice, lucrarea intenționează să constate dacă actuala greutate proprie (γ) a betonului, luată în considerare în calcule — conform normelor — nu este prea mare.

2. Capacitatea portantă a unei construcții considerată izolat dintr-o serie de construcții de același tip, executate în condiții identice și solicitate conform aceleiași scheme de încărcare, depinde de o serie de condiții variabile, cum ar fi calitatea și cantitatea de mînă de lucru consumate diferit de la o construcție la alta și aceasta datorită unor influențe întîmplătoare, apoi calitatea și cantitatea de materiale consumate de asemenea diferit, datorită de asemenea unor influențe întîmplătoare.

Pentru o aceeași construcție variabilitatea aleatoare superioară a sarcinii utile este limitată — pentru siguranța construcției — de greutatea proprie și moartă a ei, deci de caracterul aleator al elementelor : lungimea și secțiunea reală a barelor, greutatea specifică a materialului, apoi caracteristica geometrică de rezistență a secțiunii și rezistența materialului (l, A, γ, S, R). Se poate scrie deci

$$CP_u = f_a(l, A, \gamma, S, R)$$

Caracterul aleator al lungimii (l) și secțiunii (A), respectiv al caracteristicii geometrice de rezistență a secțiunii (S) care reflectă gradul de respectare a dimensiunilor din proiect în timpul execuției, este mai greu de studiat și de urmărit, deoarece aceste elemente (l, A și deci și S) apar ex-

clusiv pe construcție și variabilitatea lor poate fi prinsă numai prin măsurători pe un număr destul de mare de construcții de același gen.

Celelalte două elemente caracteristice prin care capacitatea portantă este aleatoare (R și γ) se pot prinde prin probe destructive și studia în laborator.

Lucrarea nu se ocupă și de gradul de corespondență între rezultatele încercărilor de laborator și construcție, fie pentru rezistență cît și pentru greutatea specifică a betonului. Reprezentarea situației reale din construcție se poate face printr-un număr cît mai mare de probe, dar și printr-un studiu a unor elemente legate de tipar, condiții de lucru, solicitare etc. [1].

În lucrare se determină rezistența minimă (R_{min}), precum și greutatea specifică aparentă maximă și minimă ($\gamma_{max\ ,min}$) valori care pot influența negativ asupra capacității portante și care pot fi admise să apară în construcție cu probabilitatea (Q). Cercetarea se bazează pe rezultatele obținute pe 601 probe a cîte 3 cuburi cu latura de 20 cm, la vîrstă de 28^{+5}_{-3} zile, din beton de diferite mărci, confecționate și încercate pe un șantier din țară, în ultimii 2 ani.

Deoarece se urmărește stabilirea unui rezultat cantitativ, pe baza cercetării de laborator și nu de constatare a gradului de respectare a mărcii, se poate scrie :

$$R_{min} = \bar{R} \cdot k_R = \bar{R}(1 - x_{0R} \cdot C_{vR}) = \bar{R} - x_{0R} \cdot \sigma_R ;$$

$$\gamma_{max,\ min} = \bar{\gamma} \cdot k_\gamma = \bar{\gamma}(1 \pm x_{0\gamma} \cdot C_{v\gamma}) = \bar{\gamma} \pm x_{0\gamma} \cdot \sigma_\gamma ;$$

unde

$\bar{R}$, $\bar{\gamma}$ este media aritmetică a valorilor rezistențelor, respectiv greutăților proprii, pe cele n probe ;

k — coeficientul de omogeneitate ;

x_0 — abaterea individuală limită, pentru o repartiție normală ; valoarea depinde de probabilitatea (Q) acceptată (dorită sau admisă) de apariție a unor valori în afara celei minime (pentru R) respectiv celei maxime sau minime (pentru γ);

C_v — coeficientul de variație ;

σ — abaterea standard ;

În calculele statistice efectuate, s-a acceptat că distribuția rezultatelor a fost normală. (Laplace-Gauss). În cazurile în care $C_v > 12\%$ s-a ținut seama de asimetria dispersiei, conform GOST 6901-54.

3. Așa cum se cunoaște, coeficientul de supraîncărcare prinde caracterul aleator al caracteristicilor ; lungimea și aria secțiunii (l, A) precum și a greutății proprii (γ). Se poate scrie deci

$$k = f(k_l,\ k_\gamma,\ k_A),$$

sau

$$k = 1 + x_0 \cdot C_v = 1 + x_0 \frac{\sigma}{\bar{X}} = 1 + x_0 \frac{\sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_\gamma^2 + \sigma_A^2}}{\bar{l} + \bar{\gamma} + \bar{A}},$$

și deoarece lucrarea se ocupă numai de greutatea proprie, se poate scrie :

$$k_\gamma = 1 \pm x_0 \cdot C_{v\gamma} ;$$

Din cele de mai sus rezultă că coeficientul (k_γ) de omogeneitate a greutății proprii exprimă variabilitatea acesteia, respectiv supraîncărcarea datorită greutății proprii. Valoarea $k_\gamma > 1$, va permite să se determine greutatea proprie maximă (γ_{max}), iar valoarea $k_\gamma < 1$, va permite să se determine greutatea proprie minimă (γ_{min}), care constituie încărcarea periculoasă în cazul zidurilor de sprijin, la răsturnare.

Se știe că probabilitatea (Q) de apariție simultană a greutății specifice maxime în toate punctele construcției, cu a lungimilor și cu a secțiunilor maxime la toate elementele construcției este dată de :

$$Q = Q_\gamma \cdot Q_l \cdot Q_A ;$$

Dacă se admite că $Q_\gamma = Q_l = Q_A$, ținînd seama în calculele statistice de ambele praguri de semnificație, pentru toate cele trei variabile aleatoare, (l, γ, A) dar deoarece pentru fiecare din ele interesează numai valorile maxime ce pot apare, rezultă că pentru o probabilitate $\frac{Q}{2} = 0{,}125‰$ de apariție simultană a valorilor maxime a tuturor acestor 3 caracteristici, probabilitatea de apariție a greutății specifice maxime va fi $\frac{Q_\gamma}{2} = 5\%$ (luînd în considerare numai depășirea programului superior de semnificație), (și deci $x_0 = 1{,}65$; $P = 90{,}3$).

4. Din rezultatele obținute pentru greutatea specifică aparentă trecute în tabela 1 se pot trage cîteva concluzii și anume :

— valoarea greutății specifice aparente medie, $\bar{\gamma}$, pentru toate mărcile studiate, se găsește între valoarea 2 200 kg/m³ pentru „beton de pietriș sau piatră spartă" și valoarea 2 300 kg/m³ pentru „beton de pietriș sau piatră spartă, proaspăt", valori date de STAS 502/55 ;

— cifrele din coloana 7 arată că în construcțiile respective pot apare greutăți proprii ale betonului egale cu aceste valori, cu probabilitatea de 5% ;

— valorile din coloana 6, reprezintă coeficientul de supraîncărcare, ținînd seama numai de caracterul aleator al greutății specifice aparente γ ;

— din coloana 5, pentru B 140 și B 170 rezultă valori C_v nejustificat de mult dispersate.

5. Rezultatele privind cercetarea rezistenței la rupere prin compresiune ($Q = 0{,}1\%$) sînt trecute în tabela 2. Concluziile mai importante sînt :

— din coloana 5, rezultă gradul de realizare a mărcii, respectiv depășiri nejustificate prea mari ;

— cifrele din coloana 6, respectiv 7, arată că împrăștierea rezultatelor rezistențelor este mult prea mare și în afară valorilor indicate în norme, ceea ce dovedește insuficientă atenție depusă la confecționarea betonului.

6. Variația intrinsecă a rezistenței și a greutății specifice aparente (tabela 3).

Coeficientul de variație intrinsec încercării reflectă gradul în care răspîndirea rezultatelor obținute este influențată de încercarea propriu-zisă [2].

Tabela 1

Nr. crt.	Beton marca M	Nr. de probe n	Greutatea specifică aparentă medie $\bar{\gamma}$ (kg/m³)	$C_{v\gamma}$ %	$k_{\gamma\mp}$	γ^{min}_{max} (kg/m³)
1	2	3	4	5	6	7
1	B 50	34	2 225	5,70	0,91 1,09	2 025 2 425
2	B 90	68	2 265	5,00	0,92 1,08	2 085 2 445
3	B 110	34	2 285	3,90	0,94 1,06	2 150 2 420
4	B 140	169	2 270	7,70	0,88 1,12	2 000 2 540
5	B 170	136	2 275	2,15	0,96 1,04	2 185 2 365
6	B 200	68	2 285	5,90	0,90 1,10	2 055 2 515
7	B 250	92	2 295	4,70	0,92 1,08	2 110 2 480
		601	2 275	4,35	0,93 1,07	2 115 2 435

Deoarece pentru ambele serii de încercări (cea de rezistență și cea de greutate proprie) s-au folosit aceleași cabluri și deoarece între coeficientul de variație intrinsec încercării pe baza rezistenței C^i_{vR} și cel pe baza greutății proprii $C^i_{v\gamma}$ sînt diferențe relativ mari (vezi tabela 3) rezultă că o serie de influențe perturbatoare cum sînt cele comune acestor încercări, influențează puțin, iar diferențele mari se datoresc unor influențe specifice probei de re-

Tabela 2

Nr. crt.	Beton marca M	Nr. de probe n	Media rezistențelor $\bar{R}$ (kg/cm²)	$\frac{\bar{R}}{M}100$ %	C_{vR} %	k_R	R_{min} (kg/cm²)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	B 50	34	70	140	44		
2	B 90	68	123	137	34	0,26	32
3	B 110	34	154	140	29		
4	B 140	169	173	124	28	0,47	82
5	B 170	136	202	119	25	0,46	93
6	B 200	68	244	122	23	0,46	114
7	B 250	92	236	94	26	0,32	76

zistență, cum ar fi prelevarea și amestecul desigur diferit de la cub la cub în cadrul aceleiași probe, neplaneitatea fețelor cubului, condițiile de păstrare a probelor și deci eventuale fisuri în interiorul cubului etc.

Din compararea între ele a cifrelor din coloana 4, se constată că atenția exercitată de personalul tehnic însărcinat cu luarea probelor și cu încercarea lor, nu este aceeiași pentru diferitele mărci de betoane încercate, lucru care s-ar părea nejustificat.

Tabela 3

Nr. crt.	Beton marca M	Nr. de probe n	C^i_{vR} %	$C^i_{v\gamma}$ %
1	2	3	4	5
1	B 50	34	8,20	0,89
2	B 90	68	6,30	0,62
3	B 110	34	4,20	0,57
4	B 140	169	6,20	0,63
5	B 170	136	4,45	0,57
6	B 200	68	5,40	0,63
7	B 250	92	5,70	0,70
		601		0,64

7. Urmărirea rezistenței și greutății proprii a betonului ca și a altor materiale, precum și determinarea diferitelor caracteristici statistice care evidențiază calitatea materialului și a lucrului efectuat este o necesitate permanentă, menită să arate gradul de dezvoltare și de conștiinciozitate în munca legată de construcții.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Hangan, I. Făcăoaru, H. Sandi, Aspecte ale corespondenței între rezistența betonului în încercări de laborator și în construcție; Revista Constr. și a material. de constr. 11—1961; București, pag.

2. I. Munteanu, Unele rezultate în cercetarea statistică a coeficientului de omogeneitate al betonului; Bul. șt. și tehnic al I.P.T. 5 (19) 1—2; 1960, p.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ОДНОРОДНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕГРУЗКИ БЕТОНА

(РЕЗЮМЕ)

Работа занимается исследованием однородности прочности на сжатие кубических образцов, а также коэффициента перегрузки под действием собственного веса бетона.

Сопоставляются коэффициенты изменения прочности и собственного веса.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTABLISSEMENT DU COEFFICIENT D'HOMOGÉNÉITÉ ET DU COEFFICIENT DE SURCHARGEMENT POUR LE BÉTON

(RÉSUMÉ)

Ce travail examine l'homogénéité de la résistance à la rupture par compression sur des échantillons ainsi que le coefficient de surcharge provenant du poids propre, pour béton ; on compare les coefficients de variation intrinsèque, obtenus des essais de résistance et de poids propre.

GREUTATEA PROPRIE A GRINZILOR METALICE CU INIMA PLINĂ

DE

D. ROȘU

Comunicare prezentată în sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 30—31 ianuarie 1961

1. GENERALITĂȚI

Greutatea proprie a grinzilor metalice, deși în general nu are o influență hotărîtoare, asupra dimensionării grinzii, spre deosebire de construcțiile de beton și beton armat, este totuși indicat să fie apreciată de la început cît mai exact cu putință. În literatura tehnică de specialitate folosită curent la noi, nu sînt indicate decît puține relații cu care se poate aprecia inițial această greutate.

Una din relațiile utilizate, indicată în [1] pag. 380, este :

$$g = k \cdot l \ \text{(kg/m)}$$

unde

K — un coeficient care variază între 15—30,
l — deschiderea grinzii, în m.

Aplicarea relației de mai sus are incovenientele :

— este greu de a aprecia inițial valoarea coeficientului K, de a cărei alegere eroarea poate să ajungă la 100%,
— nu se ține seama de modul de încărcare a grinzii,
— nu se ține seama de modul de rezemare a grinzii.

2. GREUTATEA PROPRIE A GRINZILOR

Greutatea grinzii (g) se poate exprima sub forma :

$$g = \eta \cdot \gamma \cdot A \ \text{(kg/m)} \qquad (1)$$

unde :

η este coeficient constructiv care depinde de : modul de executare al grinzii (sudat sau nituit) și ține seama de greutatea rigidizărilor, capetelor de nit, eclise etc. ;
γ — greutatea specifică. Pentru oțel $\gamma = 7{,}85$ t/m³ ;
A — secțiunea grinzii, în cm² ;

Înlocuind în (1) cu $A=\frac{I}{t^2}$, şi $i=\alpha H$, unde :

H este înălţimea totală a grinzii,

α — coeficient ce depinde de forma grinzii şi are valorile aproximative : [2]

— grinzi sudate $\alpha=0{,}43$

— grinzi nituite $\alpha=0{,}40-0{,}45$

— grinzi laminate $\alpha=0{,}40$

se obţine pînă la urmă :

$$g=\frac{0{,}785\cdot W}{2\cdot\alpha^2\cdot H}\eta. \tag{2}$$

Pe de altă parte, înălţimea optimă a grinzii, pe considerentul consumului minim de oţel, se poate exprima :

$$H=K\sqrt{\frac{0{,}8W}{t}} \tag{3}$$

unde :

K — coeficient ce depinde de modul de executare a grinzii

— grinzi sudate $K=1{,}5$ (secţiune constantă)

$K=1{,}3$ (secţiune variabilă)

— grinzi nituite $K=1{,}3$

$t\cong\frac{H}{120}$, grosimea inimei,

se obţine pînă la urmă :

$$H=\sqrt[3]{75\cdot K^2 W}$$

sau

$$g=\frac{0{,}785\cdot W}{2\alpha^2\sqrt[3]{75\cdot K^2\cdot W}}\eta. \tag{5}$$

2.1. Greutatea grinzilor sudate

Considerînd $\alpha=0{,}43$; $K=1{,}4$,

$$g=\frac{0{,}402W}{\sqrt[3]{W}}\eta=0{,}402\left(\sqrt[3]{W}\right)^2\eta. \tag{6}$$

Pe de altă parte

$$W=\frac{M}{\sigma_a}. \tag{7}$$

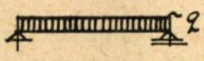
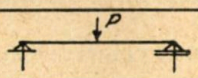
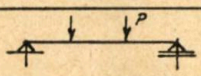
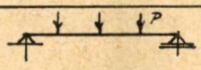
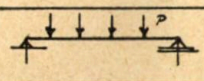
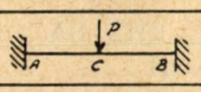
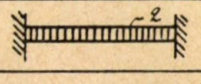
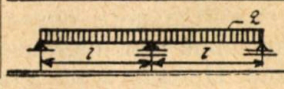
Momentul de încovoiere maxim (M) se poate exprima :

$$M=\beta\cdot Q\cdot l\ (\text{tm}) \quad \text{sau} \quad M=100\,\beta Q l\ (\text{tcm}) \tag{8}$$

unde :

β este coeficient care ține seama de modul de încărcare a grinzii, sistemul static (vezi tabela 2.1);
Q — sarcina totală pe grindă (t);
l — deschiderea grinzii (m).

Tabela 2.1

Nr. crt.	Schema încărcării	M_{max}	Sarcina totală Q	Moment maxim în funcție de Q	Coeficient β
1		$\frac{ql^2}{8}$	ql	$\frac{Ql}{8}$	0,125
2		$\frac{P \cdot l}{4}$	P	$\frac{Ql}{4}$	0,250
3		$\frac{P \cdot l}{3}$	$2P$	$\frac{Ql}{6}$	0,167
4		$\frac{P \cdot l}{2}$	$3P$	$\frac{Ql}{6}$	0,167
5		$\frac{3P \cdot l}{5}$	$4P$	$\frac{3Ql}{20}$	0,150
6		$\pm \frac{P \cdot l}{8}$	P	$\frac{Ql}{8}$	0,125
7		$-\frac{ql^2}{12}$	ql	$\frac{Ql}{12}$	0,0834
8		$-0{,}125\ ql^2$	$2ql$	$-0{,}0625\ Ql$	0,0625

Înlocuind în (6) pe (7) respectiv (8) și considerînd $\sigma_a = 1{,}4$ t/cm^2, rezultă pînă la urmă

$$g = 7{,}16\ \eta \cdot (\sqrt[3]{\beta \cdot Q \cdot l})^2 . \qquad (9)$$

Coeficientul constructiv η se poate stabili pe baza coeficienților constructivi ai inimei ($\psi_i = 1{,}2$) și tălpilor ($\psi_t = 1{,}0$) indicați în [3], considerînd că inima reprezintă 50% din secțiune, iar tălpile restul.

$$\eta = \frac{0{,}5\psi_i \cdot A + 0{,}5\psi_t \cdot A}{A} = 1{,}1.$$

Relația (9) devine :

$$\boxed{g = 7{,}8\ (\sqrt[3]{\beta \cdot Q \cdot l})^2} \qquad (10)$$

2.2. Greutatea grinzilor nituite

Considerînd $K=1,3$; $\alpha=0,43$ iar $W=1,15\frac{M}{\sigma_a}$ iar $\psi_l=1,3$ și $\psi_t=1,3$, rezultă : $\eta=1,3$ deci :

$$g=10,1\left(\sqrt[3]{\beta\cdot Q\cdot l}\right)^2 \tag{11}$$

3. EXEMPLU DE CALCUL

Să se determine greutatea proprie a unei grinzi sudate cu inimă plină, simplu rezemată ($l=16,0$ m) încărcată cu două forțe concentrate $P=35,0$ tone.

Conform tabelei 2.1 $\beta=0,167$. $Q=2P=70,0$ tone, valori înlocuite în (10) dau $g=254$ kg/m.

BIBLIOGRAFIE

1. Otreșco A., *Elemente de Construcții*, O.P.E.D., 1950 v. I.
2. * * * *Construcții Metalice* — Comentarii, STAS E.S.A.C., 1955.
3. Popescu V., *Construcții Metalice*, E.T. 1959 v. I.

СОБСТВЕННЫЙ ВЕС МЕТАЛЛИЧЕСКИХ БАЛОК СО СПЛОШНОЙ ШЕЙКОЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются соотношения для предварительного определения собственного веса металлических балок со сплошной шейкой, клепанных и сваренных, в зависимости от общей нагрузки. Предлагается статическая схема и метод изгиба балки.

LE POIDS PROPRE DES PONTRES MÉTALLIQUES À ÂME PLEINE

(RÉSUMÉ)

On établit des relations pour déterminer, au préalable, le poids des pontres métaliques à âme plaine, nivetées et soudées en fonction de la charge totale qui sollicite la pontre, le schèma statique et la mode de chargement de la pontre.

CONSIDERAREA UNOR MODIFICĂRI A COEFICIENȚILOR ECUAȚIILOR DE CONDIȚIE ALE STRUCTURILOR STATIC NEDETERMINATE

DE

Dr. ing. ALEXANDER ROTHE

Școala tehnică superioară „Otto von Guericke", Magdeburg (R.D.G.)

Comunicată în sesiunea de comunicări științifice din 7—14 aprilie 1962

1. PROBLEMA

Eforturile în secțiunile unei structuri static nedeterminate depind de deformații, deci de condiții elastico-geometrice. Acestea se referă și la reacțiuni, în cazul cînd structura este exterior static nedeterminată. În calcul intervin următoarele mărimi elastico-geometrice :

EJ : Rigiditatea la încovoiere a barelor elastice
EF : Rigiditatea la solicitări axiale
GF' : Rigiditatea la tăiere
λ : Rigiditatea reazemelor elastice.

De regulă materialul de construcție este stabilit inițial. Valorile corespunzătoare E și G sînt constante, dacă se neglijează dependența lor de tensiuni și de timp.

În ce privește dimensiunile secțiunilor transversale trebuie considerate diferite cazuri. La proiectare se apreciază dimensiunile secțiunilor transversale fie direct prin valorile lor J, F și F' sau prin intermediul valorilor raportate la o secțiune transversală de comparație. La verificare, dimensiunile secțiunilor transversale se iau după desenele de execuție și se calculează valorile J, F și F'. Calculul efectuat cu aceste mărimi dă valorile limită ale eforturilor cu care se dimensionează sau se verifică secțiunile transversale. În caz că unele secțiuni sînt solicitate prea puternic sau prea slab, trebuie modificate dimensiunile.

Pentru rezemări elastice sînt valabile considerațiuni similare. Rigiditatea elastică λ a unei sprijiniri poate fi apreciată rareori corect, și deseori trebuie modificată.

În asemenea cazuri există o contradicție între bazele calculului și execuția structurii. În urma modificării unor mărimi elastico-geometrice se produc și modificări ale coeficienților ecuațiilor de condiție. Astfel rezultatele calculului inițial nu permit aprecierea fără rezerve a siguranței și a economicității unei structuri în forma finală de execuție.

Mai sînt și alte motive pentru modificarea coeficienților ecuațiilor de condiție. Trebuie amintite :

1. Considerarea ulterioară a unor elemente inițial neglijate ale coeficienților.
2. Îmbunătățirea unor elemente inițial aproximate ale coeficienților.
3. Corectarea unor greșeli de calcul.

În cazul unui sistem defavorabil de ecuații de condiții, modificări relativ mici ale coeficienților pot da naștere la greșeli mai mari la reacțiuni și eforturi. În concluzie, se va arăta cum se poate stabili influența unei modificări oarecare a ecuațiilor de condiție.

1) aproximativ
2) prin aproximații succesive
3) direct,

fără a se repeta banalul calcul obișnuit legat de un volum de muncă apreciabil.

2. ECUAȚIILE INIȚIALE ȘI MODIFICATE

2.1. Sistemul ecuațiilor inițiale de condiție

Se consideră un sistem de ecuații de forma generală.

$$\sum_k a_{i,k} X_k + a_{i,0} = 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{01}$$

Coeficienții $a_{i,k}$ formează o matrice pătrată de n rînduri (indicele i) și n coloane (indicele k), care pe lîngă faptul că se consideră nesingulară împreună cu det. $(a_{i,k}) \neq 0$, prin alegerea unui sistem principal corespunzător, este și suficient de departe de acest caz excepțional.

Coeficienții de încărcare se notează cu $a_{i,0}$.

Folosind matricea reciprocă ai cărei coeficienți negativi se notează $\alpha_{i,k}$ rezultă soluția de formă :

$$X_h = + \sum_i \alpha_{h,i} a_{i,0} \quad (h;\ i = 1, \ldots, n). \tag{02}$$

Dacă s-au folosit prea puține cifre la inversarea matricei coeficienților și la stabilirea soluției conform (02) necunoscutele obținute trebuie considerate ca valori aproximative X_k^0 și prin introducere în (01) dau naștere la erori :

$$\sum_k a_{i,k} X_k^0 + a_{i,0} = f_{i,0} \neq 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{03}$$

Definind pentru soluția exactă substituția.

$$X_k = X_k^0 + X_k' . \tag{04}$$

Rezultă prin introducere în (01) un sistem de ecuații

$$\sum_k a_{i,k} (X_k^0 + X_k') + a_{i,0} = 0$$

sau rezultînd din (03)

$$\sum_k a_{i,k} X'_k + f_{i,0} = 0 \quad (i;\ k=1, \ldots, n) \tag{05}$$

cu coeficienții inițiali $a_{i,k}$ și cu erorile $f_{i,0}$ drept coeficienți de încărcare. Din acestea se pot calcula conform (02) corecțiile X'_k ale necunoscutelor.

2.2. Sistemul ecuațiilor modificate de condiție

Sistemul ecuațiilor modificate de condiție se consideră de forma generală :

$$\sum_k b_{i,k} Y_k + b_{i,0} = 0 \quad (i;\ k=1, \ldots, n). \tag{06}$$

Acest sistem rezultă din sistemul inițial (01) dacă o parte sau totalitatea coeficienților se modifică

$$\left.\begin{aligned} a_{i,k} \to b_{i,k} &= a_{i,k} + d_{i,k} \\ a_{i,k} \to b_{i,0} &= a_{i,0} + d_{i,0}. \end{aligned}\right\} \tag{07}$$

Valorile corespunzătoare ale necunoscutelor vor fi

$$X_k \to Y_k = X_k + X''_k \tag{08}$$

sau, dacă $f_{i,0} \neq 0$ cu considerarea lui (04)

$$Y_k = X^0_k + X'_k + X''_k = X^0_k + X^*_k. \tag{09}$$

Deocamdată nu se face nici o ipoteză asupra mărimii relative a modificărilor $d_{i,k}$ ale coeficienților. Matricea coeficienților $b_{i,k}$ rămîne însă destul de departe de cazul excepțional dat $(b_{i,k}) = 0$.

3. DETERMINAREA APROXIMATIVĂ A CORECȚIILOR

Întrucît valorile X^0_k reprezintă o soluție aproximativă a sistemului inițial, ele vor fi soluții aproximative și pentru sistemul modificat. Ele dau deci prin introducere în (06) următoarele erori

$$\sum_k b_{i,k} X^0_k + b_{i,0} = g_{i,0} \neq 0 \quad (i;\ k=1, \ldots, n). \tag{10}$$

Se face în schimb substituția în (09) rezultă

$$\sum_k b_{i,k} (X^0_k + X^*_k) + b_{i,0} = 0$$

sau cu (10)

$$\sum_k b_{i,k} X^*_k + g_{i,0} = 0 \quad (i;\ k=1, \ldots, n). \tag{11}$$

In baza (07) se poate scrie în continuare

$$\sum_k a_{i,k} X_k^* + \sum_k d_{i,k} X_k^* + g_{i,0} = 0.$$

Dacă coeficienții nu s-au modificat prea mult, suma a doua va fi cu un ordin de mărime mai mică decît suma întîia. Cu ipoteza provizorie

$$\sum_k d_{i,k} X_k^* = 0$$

se obține sistemul de ecuații care poate fi utilizat într-un calcul aproximativ

$$\sum_k a_{i,k} X_k^* + g_{i,0} = 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n) \tag{12}$$

cu coeficienții inițiali $a_{i,k}$ și erorile $g_{i,0}$ drept coeficienți de încărcare. De aici se pot calcula în mod corespunzător conform (02) valorile aproximative X_k^* pentru corecțiile căutate ale necunoscutelor

$$X_h^{(*)} = \sum_i \alpha_{h,i} g_{i,0} \quad (h;\ i = 1, \ldots, n). \tag{13}$$

Erorile necesare se formează fie direct după (10), fie se calculează ca mai jos, dacă se cunoaște deja $f_{i,0}$ din (03):

$$g_{i,0} = f_{i,0} + \sum_k d_{i,k} X_k^0 + d_{i,0} \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{14}$$

4. DETERMINAREA CORECȚIILOR PRIN ITERARE

4.1. Iterare directă

Substituind valorile $(X_k^0 + X_k^{(*)})$ în (06) se obțin noile erori:

$$\sum_k b_{i,k} (X_k^0 + X_k^*) + b_{i,0} = g_{i,0}^{(*)} \neq 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{15}$$

Dacă se definește provizoriu în loc de (09) substituția

$$Y_k = X_k^0 + X_k^* + X_k^{**}$$

se obține prin înlocuire

$$\sum_k b_{i,k} (X_k^0 + X_k^{(*)} + X_k^{(**)}) + b_{i,0} = 0$$

și din (15)

$$\sum_k b_{i,k} X_k^{(**)} + g_{i,0}^{(*)} = 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{16}$$

Se poate scrie din nou

$$\sum_k a_{i,k} X_k^{(**)} + \sum_k d_{i,k} X_k^{(**)} + g_{i,0}^{(*)} = 0 \quad \text{și} \quad \sum_k d_{i,k} X_k^{(**)} = 0.$$

Se obține astfel sistemul de ecuații

$$\sum_k a_{i,k} X_k^{(**)} + g_{i,0}^{(*)} = 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{17}$$

Corecția următoare se obține în mod corespunzător din (02)

$$X_h^{(**)} + \sum_i \alpha_{h,i} g_{i,0}^{(*)} \quad (h;\ i = 1, \ldots, n). \tag{18}$$

Repetînd calculul conform (15) și (18) se obține însfîrșit soluția sistemului modificat direct sub următoarea formă

$$Y_k = X_k^0 + X_k^{(*)} + X_k^{(**)} + X_k^{(***)} + \ldots \tag{19}$$

După acest procedeu corecțiile fiecărui pas de iterare se obțin prin substituirea soluțiilor îmbunătățite în sistemul (06). De aceea este permisă și utilă considerarea a puține zecimale la coeficienții $\alpha_{i,k}$ respectiv neglijarea valorilor mici. În cadrul acestei iterări directe, greșelile de calcul se compensează automat, încetinind cel mult convergența.

4.2. Iterarea diferențelor

În cazul cînd coeficienții se modifică mult, ipoteza provizorie

$$\sum_k d_{i,k} X_k^* = 0$$

nu va fi îndeplinită satisfăcător. Cu primele aproximații din (13) se obțin noi erori

$$\sum_k d_{i,k} X_k^* = g_{i,0}^* \neq 0 \quad (i;\ k = 1, \ldots, n). \tag{20}$$

Se obține astfel conform (18) drept corecție următoare

$$X_h^{**} = \sum_i \alpha_{h,i} g_{i,0}^* \quad (h;\ i = 1, \ldots, n). \tag{21}$$

Repetînd calculul cu (20) și (21), corecțiile căutate ale necunoscutelor rezultă sub forma

$$X_k^* = X_k^{(*)} + X_k^{(**)} + X_k^{(***)} + \ldots \tag{22}$$

Dacă sînt puține modificări ale coeficienților $d_{i,k}$, volumul de muncă în acest procedeu este mai mic în comparație cu iterarea directă (conform 4.1).

Coeficienții $\alpha_{i,k}$ trebuie însă calculați foarte precis. Ca un dezavantaj se menționează însă că erorile de calcul, ca la orice iterare a diferențelor, nu se compensează și conduc la rezultate false, dacă nu se depistează.

5. DETERMINAREA DIRECTĂ A CORECTURILOR

Coeficienții deja cunoscuți $\alpha_{l,k}$ ai matricei reciproce a sistemului inițial pot fi folosiți la transformarea sistemului modificat.

Se formează în acest scop coeficienții transformați

$$b_{i,k} = \sum_h \alpha_{i,h} b_{h,k} \qquad (h = 1, \ldots, n) \tag{23}$$

și termenii de încărcare transformați

$$b_{i,0} = \sum_h \alpha_{i,h} b_{h,0} \qquad (h = 1, \ldots, n) \tag{24}$$

Se obține sistemul transformat al ecuațiilor de condiție modificate

$$\sum_k b'_{i,k} Y_k + b_{i,0} = 0 \qquad (i\,;\, k = 1, \ldots, n) \tag{25}$$

Acest sistem se poate rezolva ușor prin iterare directă în pași consecutivi după Gauss-Seidel. Intrucît termenii principali ai coeficienților transformați sînt de ordinul de mărime „1", iar termenii secundari de ordinul de mărime „0", convergența va fi foarte rapidă. Se obține deci după puțini pași de iterare soluția Y_k a sistemului modificat.

Soluția aproximativă X_k^0 a sistemului inițial dă prin substituire în (25) erorile

$$\sum_k b'_{i,k} X_k^0 + b_{i,0} = g_{i,0} \neq 0 \qquad (i\,;\, k = 1, \ldots, n) \tag{26}$$

Dacă se introduce în schimb substituția conform (09), rezultă

$$\sum_k b'_{i,k} (X_k^0 + X_k^*) + b_{i,0} = 0$$

sau cu (26)

$$\sum_k b'_{i,k} X_k^* + g_{i,0} = 0 \qquad (i\,;\, k = 1, \ldots, n) \tag{27}$$

Din acest sistem transformat se obțin foarte repede corecțiile căutate ale necunoscutelor X_k^*.

În cadrul acestui procedeu, volumul de muncă se poate reduce foarte mult, folosind coeficienții $\alpha_{l,k}$ și aproximațiile X_k^0 cu puține zecimale și neglijînd valorile mici.

НЕКОТОРЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ УСЛОВНЫХ УРАВНЕНИЙ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ СТРОЕНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

Расширены общие методы применимые к любому строению для определения поправок решений, в результате изменения коэффициентов условных уравнений. Имеется несколько возможностей позволяющих выбрать для каждого конкретного случая соответсвующий, найменее трудоемкий расчет. Таким образом не является необходимость в пренебрежении изменения коэффициентов, или в повторении всего расчета.

BERICKSICHTIGUNG EINER ÄNDERUNG VON BEIWERTEN DER ELASTIZITÄTGLEICHUNGEN STATISCH UNBESTIMMTER TRAGWERKE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wurden allgemein gültige und auf beliebige Tragwerke anwendbare Verfahren entwickelt, um die Korrekturen der Lösungen zu ermitteln, wenn eine Änderung von Beiwerten der Elastizitätsgleichungen erforderlich war. Hiernach stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung, sodaß jeweils eine zweckmäßige Rechenvorschrift mit geringem Arbeitsaufwand ausgewählt werden kann. Es besteht daher keine Notwendigkeit, eine Änderung von Beiwerten unberücksichtigt zu lassen oder die übliche zeitraubende Berechnung im ganzen zu wiederholen.

NOMOGRAMA PENTRU DETERMINAREA ÎNCLINĂRII OPTIME A CRESTĂTURILOR LA MAȘINILE ASINCRONE

DE

CHIOREANU VINTILĂ

1. INTRODUCERE

La mașinile electrice cîmpul magnetic din întrefier este, adesea, puternic deformat din cauza prezenței dinților. Metoda cea mai eficace pentru înlăturarea acestei deficiențe constă în înclinarea crestăturilor. Măsura cantitativă a eficienței înclinării e reprezentată de factorul de înclinare.

Conform literaturii [1. p. 431] factorul de înclinare are expresia :

$$k_{c\nu} = \frac{\sin \nu \frac{c}{\tau} \frac{\pi}{2}}{\nu \frac{c}{\tau} \frac{\pi}{2}}. \qquad (1)$$

Această relație permite, în cazul unei înclinări date, să se calculeze factorul de înclinare pentru orice armonică. De asemenea relația permite determinarea înclinării necesare pentru anihilarea unei anumite armonici. Astfel pentru a obține

$$k_{c\nu} = 0$$

trebuie ca :

$$\nu \frac{c}{\tau} \frac{\pi}{2} = k \qquad (2)$$

deci

$$\frac{c}{\tau} = \frac{2k}{\nu\pi} \qquad (3)$$

$$k_{c\nu} = 0.$$

Relația (3) este nesatisfăcătoare cînd se pune problema ca în locul anulării unei armonici să se determine înclinarea optimă pentru micșorarea maximală, concomitent, a mai multor armonici. Această problemă se pune de multe ori, în practică și rezolvarea ei conform relațiilor (1), (2) și (3) implică calcule de tatonare ce necesită mult timp.

O determinare expeditivă și precisă a înclinării optime, pentru reducerea concomitent a mai multor armonici se poate obține cu ajutorul calculului nomografic.

2. ALEGEREA TIPULUI DE NOMOGRAMĂ

Se observă că notînd :

$$\nu = y$$

$$\frac{c}{\tau} = z$$

$$\frac{\pi}{2} = a$$

$$\nu \frac{c}{\tau} = x = y \cdot z$$

$$k_{c\nu} = f(x)$$

relaţi (1) devine :

$$k_{c\nu} = \frac{\sin y \cdot z \cdot a}{y \cdot z \cdot a} = \frac{\sin ax}{a \cdot x} = f(x). \qquad (4)$$

Din interpretarea relaţiei (4) se constată că aceasta poate fi rezolvată cu ajutorul a două nomograme succesive. Prima nomogramă trebuie să rezolve trecerea de la două variabile independente la una singură, respectiv calculul nomografic al funcţiei $x = y \cdot z$. Nomograma a doua are scopul ca la un x dat să determine valoarea funcţiei $f(x)$.

Pentru rezolvarea nomografică a funcţiei $x = y \cdot z$ se poate face uz de [2], [3], [4], nomograma cu trei scări paralele, nomograma circulară sau nomograma în N. Dintre acestea se impune în mod deosebit nomograma în N atît datorită calităţilor sale [3, p. 224] cît şi pentru pretarea sa la o combinare avantajoasă cu reprezentarea funcţiei $f(x)$.

3. CALCULUL NOMOGRAMEI PENTRU DETERMINAREA INCLINĂRII OPTIME

Pentru a corespunde scopului urmărit se construieşte nomograma în N pentru rezolvarea cîtului $\frac{x}{z} = y$, ceea ce determină o repartizare convenabilă a scărilor în cazul de faţă, fapt ce se confirmă în cele ce urmează.

În fig. 1 s-a construit nomograma conform [3 p. 251] repartizînd scările după cum urmează :

— prima scară verticală notată cu U pentru funcţia $x = \nu \frac{c}{\tau}$

— a doua scară verticală notată cu W pentru variabila $z = \frac{c}{\tau}$

— scara oblică, notată cu V pentru variabila $y = \nu$.

Scara U este uniformă avînd domeniul între limitele 0 la 6, iar suportul scării, pentru o mai mare claritate, a fost ales $L_U = 120$ mm. Cu aceasta modulul scării U [3, p. 54] rezultă $M_U = 20$. Scara W este de asemenea uniformă, avînd domeniul, între limitele 0 la 0,3 (din considerente ce intervin

în practica proiectării mașinilor electrice de curent alternativ), iar suportul scării este $L_W = 120$ mm. Modulul scării W rezultă $M_W = 400$. Alegînd distanța între scările U și W, [4, p. 64], rezultă lungimea scării V,

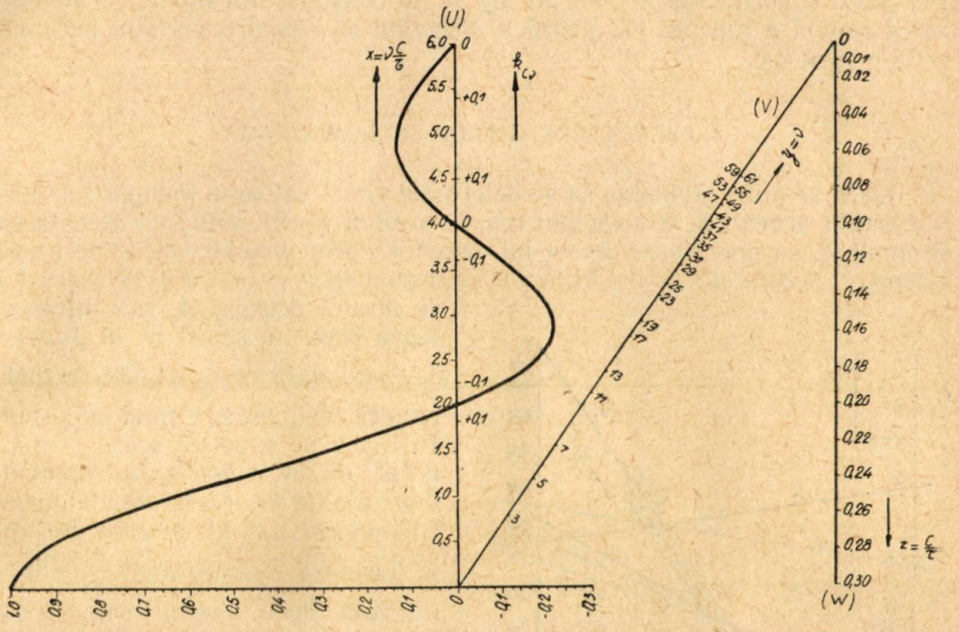


Fig. 1. Nomograma pentru determinarea înclinării optime a crestăturilor mașinii asincrone.

$L_V = 147$ mm. Cu modulele stabilite, poate fi gradată și scara V determinînd modulul funcțional al acesteia, [3, p. 250], cu relația :

$$\mu_y = \frac{\mu_x L_V}{\mu_z + \mu_x f(y)} \tag{5}$$

unde :

$$\mu_x = \frac{M_U}{M_U} = 1$$

și

$$\mu_z = \frac{M_W}{M_U} = 20.$$

Cu aceasta ecuația scării V poate fi scrisă :

$$\mu_y f(y) = \frac{\mu_x \cdot L_V}{\mu_z + \mu_x f(y)} f(x). \tag{6}$$

Deoarece gradarea scării V cu ajutorul relației (6) necesită multe calcule și introducerea erorilor suplimentare nu poate fi evitată, această scară

a fost gradată grafic [4, p. 65] notîndu-se numai valorile lui ν care vin practic în considerare.

Construcția nomogramei se încheie suprapunînd reprezentarea relației (4) peste suportul scării U ca în fig. 1. Se constată, din fig. 1, că amortizarea rapidă a funcției $k_{c\nu}$ justifică domeniul ales pentru variația lui x cît și cel pentru $k_{c\nu}$.

4. EXEMPLU DE CALCUL CU NOMOGRAMA

Dacă se pune problema să se determine direct valoarea înclinării pentru o anumită armonică, de exemplu cea de ordinul $\nu=19$, astfel ca aceasta să se anuleze, se procedează în modul următor: prin punctul Q (de pe scara U) fig. 2, pentru care avem $k_{c\nu}=0$ și prin punctul $y=\nu=19$ (de pe scara V) se duce o dreaptă Δ care intersectează suportul scării W în punctul de coordonată $z=\frac{c}{\tau}=0{,}1065$ de unde rezultă înclinarea, τ fiind cunoscut. In fig. 2 pe suportul scării U s-au notat direct valorile corespunzătoare ale lui $k_{c\nu}$ (determinate grafic cu ajutorul fig. 1) cu care de fapt se lucrează, funcția $x=\nu\frac{c}{\tau}$ nefiind utilizată decît pentru construcția nomogramei. Se observă că, cu fig. 1 este posibilă construirea scării duble a lui $k_{c\nu}$ pe suportul scării U, însă aceasta ar complica, în mod inutil, nomograma.

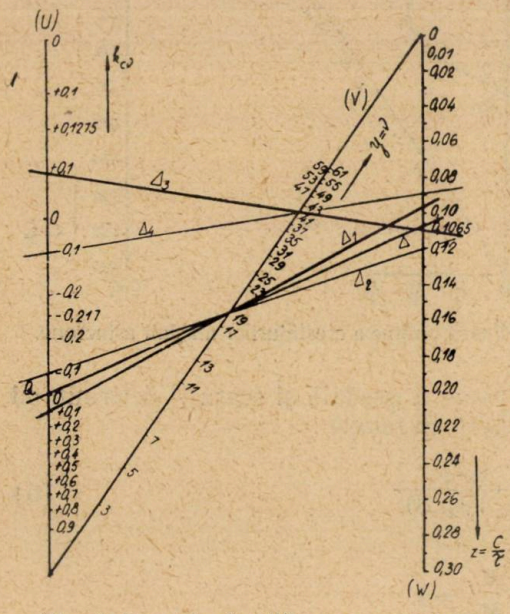


Fig. 2. Exemplu de utilizare a nomogramei din fig. 1.

Nomograma construită este deosebit de utilă cînd se pune problema determinării înclinării optime pentru reducerea concomitent a două sau mai multor armonici. Astfel la un motor asincron de 28 kW și 1 500 rpm, care a fost încercat în laborator s-a constatat că armonicile de ordinul 19 și 41 produc, datorită cuplului sincron parazitar, o variație de $\pm 100\%$ în jurul valorii medii a cuplului. Punînd condiția ca factorul de înclinare pentru aceste armonici să nu depășească o anumită valoare de exemplu $\pm 0{,}1$, din fig. 2 rezultă (dreptele Δ_1, Δ_2, Δ_3 și Δ_4) *) că este necesară o valoare a lui z cuprinsă între limitele $0{,}0975 \div 0{,}11$ sau chiar mai mult, că alegînd $z=0{,}10$ obținem o valoare a lui $k_{c\nu}=$ apropiată de 0.

*) Pentru a afla ce valoare a variabilei z corespunde punctului de intersecție dintre dreapta rezolvată și scara de răspuns, măsurăm pe aceasta din urmă distanța de la origine la punctul de intersecție, în mm și o împărțim la modulul scării.

CONCLUZII

Nomograma prezentată permite proiectanților să determine repede și precis înclinarea optimă a crestăturilor, astfel ca una sau, concomitent, mai multe armonici să fie reduse într-o măsură bine stabilită.

In acest mod se realizează o însemnată economie de timp în munca de proiectare, cît și o contribuție la îmbunătățirea calităților mașinilor electrice respective.

BIBLIOGRAFIE

1. Piotrovski L. M., *Mașini electrice* (traducere din limba rusă) Editura Energetică de Stat București 1953.
2. Pentcovschi M. V., *Nomografia* (traducere din limba rusă) Editura Tehnică București 1952.
3. Iorga M., Marinescu A., Andrian A., *Diagrame, abace, nomograme* Editura Tehnică București 1959.
4. Pentcovshi M. V., *Scheme de calcul* (traducere din limba rusă) Institutul de Documentare Tehnică București 1953.
5. Richter Rudolf, *Mașini electrice v. IV* (traducere din limba germană) Editura Tehnică București 1960.
6. * * * *Manualul inginerului electrician v. II* Editura Tehnică București 1954.

НОМОГРАММА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО НАКЛОНА ПАЗОВ АСИНКРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе излагается метод определения оптимального наклона пазов асинкронных двигателей, путем номографического расчета.

В первой части показанны недостатки метода определения путем пробных расчетов оптимального наклона, необходимых для одновременного сокращения двух, или несколких гармоник магнито движущей силы.

После предварительного преобразования выражения коэффициента наклона, в форме подходящей для номографического представления, строится соответствующая номограмма. Указывается способ построения и градуировки шкал, а также обоснования выбранных областей для независимых переменных.

Способ применения ноомграммы иллюстрируется двумя практическими примерами. В первом примере показанно определение оптимального наклона пазов, в случае необходимости анулирования определенной гармоники. Во втором примере ставится вопрос сокращения, в определенной мере, коэффициента наклона одновременно для обеих гармоник и показанно установление узких пределов, в рамках которых выбира-

ется наклон и определяется оптимальная величина, таким образом, чтобы коэффициент наклона каждой из гармоник получил наименьше возможное значение в данных условиях.

NOMOGRAMME POUR DÉTERMINER L'INCLINAISON OPTIMUM DES ENCOCHES DES MACHINES ASYNCHRONES

(RÉSUMÉ)

On y présente une méthode pour déterminer l'inclinaison optimum des encoches des machines asynchrones, par l'intermédiaire du calcul nomographique.

Dans la première partie on nous fait voir les inconvénients que présente la méthode de la détermination, par calculs de tâtonnements, de l'inclinaison optimum nécessaire pour réduire à la fois deux ou plusieurs harmoniques de la tension magnéto-motrice.

Après une préalable transposition de l'expression du facteur d'inclinaison sous une forme qui se prête à la représentation nomographique, on construit le nomogramme proposé.

On y indique la manière de construire et de graduer les échelles et la justification des domaines choisis pour les variables indépendantes.

La manière d'utilisation du nomogramme est illustrée par deux exemples pratiques. Dans le premier exemple on fait voir la manière dont on détermine l'inclinaison optimum des encoches, quand il est nécessaire d'annihiler une certaine harmonique.

Dans le deuxième exemple étant nécessaire, dans une certaine mesure, la réduction du facteur d'inclinaison concomitente pour deux harmoniques, on montre de quelle manière on établit les limites restreintes entre lesquelles on doit choisir l'inclinaison, en même temps que la détermination de la valeur optimum de l'inclinaison, de sorte que le facteur d'inclinaison de chacune des deux harmoniques obtienne la moindre valeur possible dans les conditions données.

TRADUCTOR REOSTATIC CU COLOANA DE Hg

DE

MATLAK IOAN, OGREZEANU ȘTEFAN

Un factor important, în funcționarea aparatelor electrice de conectare, e mișcarea elementelor mobile ale contactelor, în perioada în care are loc deschiderea circuitelor. Această mișcare influențează substanțial stingerea arcului electric. În vederea ridicării performanțelor aparatelor de conectare se impune, ca atare, studiul acestei mișcări. Studiul analitic e dificil, deoarece: a) forțele care acționează asupra elementului mobil în timpul deschiderii, nu pot fi cunoscute decît cu o aproximație grosolană; b) condițiile inițiale ale mișcării nu sînt identice, și aceasta, dat fiind poziția ocupată de elementul mobil al contactului, care diferă de la închidere la alta. De aceea se recurge la experiențe folosindu-se traductoare electrice pentru înregistrarea mărimilor ce caracterizează mișcarea.

Traductoarele folosite pentru măsurarea deplasărilor de ordinul zecilor de cm — cum e cazul la întreruptoarele de înaltă tensiune — sînt de tip reostatic cu fir. Acest tip de traductoare prezintă inconvenientul unui contact mobil nesigur. Variația rezistenței contactului, în timpul înregistrării deplasării, duce la apariția unor erori care nu pot fi evaluate. Erorile devin și mai pronunțate, atunci cînd se urmărește înregistrarea vitezei, deoarece ele cresc prin folosirea montajelor de amplificare și derivare. Traductorul reostatic cu coloană de Hg prezintă avantajul unui contact mobil mai sigur, și astfel, erorile se reduc substanțial.

1. CONSTRUCȚIA TRADUCTORULUI

Traductorul reostatic cu coloană de Hg (fig. 1) e un traductor parametric de tip reostatic. El se compune dintr-un tub (*1*) umplut cu Hg (*2*) în care se deplasează electrodul (*3*). Tubul (*1*) e confecționat dintr-un material izolant; la capete e prevăzut cu piesele metalice (*4*) și (*5*), care au rol de contacte. Electrodul (*3*) are suprafața laterală izolată, realizînd astfel, contact electric cu Hg numai la capătul inferior.

Rezistența între pct. a și b se poate exprima ca suma a două rezistențe: una constanta R_c și una variabilă R_x

$$R_{ab}=R_c+R_x=R_c+\rho\frac{x}{S}, \qquad (1)$$

Rezistența R_c include rezistența firelor de legătură, rezistența de trecere de la piesa (5) la Hg și rezistența de trecere de la Hg la electrod. Rezistența R_x corespunde coloanei de Hg, cuprinsă între baza traductorului și capătul inferior al electrodului.

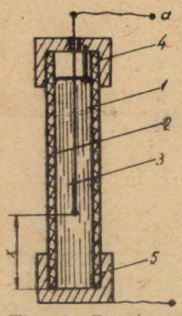


Fig. 1. Construcția traductorului.

În ipoteza unei secțiuni (S) constante a coloanei de Hg, sensibilitatea traductorului este egală cu :

$$S = \frac{dR}{dx} = \frac{\rho}{S}. \qquad (2)$$

Rezultă, că mărirea sensibilității traductorului e posibilă numai prin micșorarea secțiunii, respectiv a diametrului coloanei de Hg.

2. SCHEMA ELECTRICĂ PENTRU ÎNREGISTRAREA DEPLASĂRII

În fig. 2 se dă schema electrică care permite a se înregistra deplasarea. Pentru ca buclei oscilografului mecanic (BO) să i se aplice numai căderea de tensiune pe coloana de Hg de lungime x, traductorul T e prevăzut cu două perechi de contacte : o pereche de contacte pentru circuitul de curent și o pereche de contacte pentru circuitul buclei.

Secțiunea coloanei de Hg de lungime x diferă de secțiunea coloanei de lungime $l—x$, datorită prezenței electrodului. Acest fapt, trebuie luat în con-

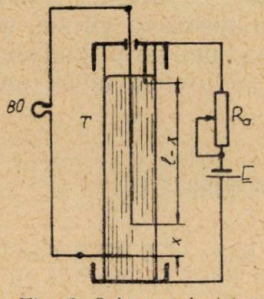


Fig. 2. Schema electrică pentru înregistrarea deplasării.

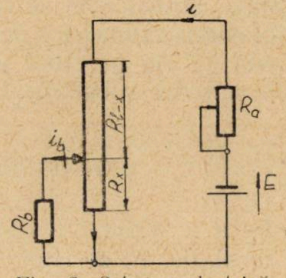


Fig. 3. Schema electrică echivalentă.

siderare la calculul schemei, deoarece diametrul electrodului este comparabil cu al coloanei, dacă se are în vedere o sensibilitate ridicată a traductorului.

Notînd cu R_{l-x} rezistența coloanei de lungime $l—x$, cu R_x rezistența coloanei de lungime x și cu R_b rezistența buclei oscilografului mecanic, schema electrică din fig. 2 devine echivalentă cu cea din fig 3.

Curentul prin bucla oscilografului i_b este egal cu

$$i_b = \frac{E}{R_x(R_b+R_{l-x}+R_a)+R_{l-x}\cdot R_b+R_a\cdot R_b} R_x . \tag{3}$$

Dacă exprimăm rezistența R_{l-x}, în funcție de R_x

$$R_{l-x} = \frac{D^2}{D^2-d^2}(R_l - R_x) \tag{4}$$

unde :

D este diametrul coloanei de Hg,
d — diametrul electrodului,
R — rezistența coloanei de Hg de lungime l și dacă se înlocuiește în rel. (3) se obține :

$$i_b = \frac{E}{\alpha' R_x^2 - \beta' R_x + \gamma'} R_x \tag{5}$$

în care :

$$\alpha' = -\frac{D^2}{D^2-d^2} \tag{6}$$

$$\beta' = R_b\left(1-\frac{D^2}{D^2-d^2}\right)+\frac{D^2}{D^2-d^2}R_l+R_a \tag{7}$$

$$\gamma' = R_b\left[R_a+\frac{D^2}{D^2-d^2}R_l\right]$$

sau :

$$i_b = \frac{E}{\alpha x^2+\beta x+\gamma} x \tag{8}$$

unde

$$\alpha = \frac{\rho}{S_c}\alpha' ; \quad \beta = \beta' ; \quad \gamma = \frac{S_e}{\rho}\gamma' . \tag{9}$$

Deviația spotului (α) la oscilograful mecanic, fiind direct proporțională cu valoarea curentului ce trece prin buclă rezultă :

$$\alpha = K\cdot i_b = \frac{KE}{\alpha x^2+\beta x+\gamma} x. \tag{10}$$

Sensibilitatea schemei este

$$S = \frac{dx}{dx} = \frac{KE(-\alpha x^2+\gamma)}{(\alpha x^2+\beta x+\gamma)^2} . \tag{11}$$

Schema poate fi folosită și pentru înregistrarea vitezei dacă e în serie cu bucla oscilografului se leagă un condensator.

3. ETALONAREA SCHEMEI

Se face pe baza funcției (10) care stabilește legătura între deviația spotului oscilografului mecanic (α) și deplasarea electrodului rigid legat cu elementul mobil a cărui mișcare se cercetează. Pentru schema folosită, funcția (10) devine :

$$\alpha = \frac{68}{-0{,}148 \cdot x^2 + 1{,}742x + 151} x. \tag{12}$$

Traductorul utilizat în schemă a avut următoarele caracteristici :

— diametrul coloanei de Hg $D = 3$ mm

— diametrul electrodului $d = 0{,}5$ mm

— lungimea coloanei de Hg $l = 300$ mm

— rezistivitatea la 20 °C $\rho = 0{,}954\ \Omega\ \text{mm}^2/\text{m}$

— coeficientul de variație a rezistenței cu temperatura $\alpha_{Hg} = 0{,}0009$ l/grad

Celelalte elemente ale schemei au avut următoarele valori :

— tensiunea bateriei $E = 2$ V

— rezistența adițională $R_a = 2$

— rezistența buclei $R_b = 10\ \Omega$

— sensibilitatea buclei $K = 34$ mm/mA

Pentru x (0—300 mm) funcția (12) poate fi înlocuită cu funcția :

$$\alpha = \frac{68}{151} x. \tag{13}$$

Acest lucru e posibil, deoarece eroarea sistematică relativă de măsură, ce se introduce prin această înlocuire, nu depășește valoarea de 0,52%.

4. CONCLUZII

Traductorul prezentat face parte din clasa traductoarelor parametrice de tip reostatic. Din punct de vedere constructiv reprezintă o soluție nouă. Față de celelalte tipuri constructive, ale clasei din care face parte, prezintă avantajul unui contact mobil mai sigur și a unei variații neglijabile a rezistenței cu temperatura ($\alpha_{Hg} = 0{,}000+$ l/grad). În schimb prezintă dezavantajul unei sensibilități relativ mai scăzute.

BIBLIOGRAFIE

1. Baida I., *Curs general de măsuri electrice* — Editura tehnică Bucureşti — 1956.
2. A. M. Turicin, *Elektriceskie izmerenia neelektriceskih velicin*, Gozenergoizdat — 1959.
3. Loh O., Kraft Weg und Geschwindigkeit messungén an einem Schutz E.U.M. 1960 April. pag. 149 şi pag. 170.

ГЕОСТАТНЫЙ ДАТЧИК О РТУТНЫМ СТОЛБИКОМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе предлагается параметрический датчик реостатного типа с ртутным столбиком, предназначенный для регистрации перемещения подвижного элемента контактов выключателей высокого напряжения.

В первой части работы изложенны, в краткой форме, главные вопросы, которые ставятся в связи с регистрацией механических характеристик включающих приборов. Затем описуется конструкция датчика и дается электрическая измерительная схема.

Для предложенной электрической схемы, расчитывается функция связи между перемещением электрода датчика, жестко связанным с подвижным элементом контакта и отклонением пучка регистрирующего прибора. Так же вычисляется чувствительность схемы.

После того как даются размеры сконструированного датчика, а также и значения элементов примененных в измерительной схеме, вычисляется функция стандардизирования схемы.

В заключении сопоставляется предложенный датчик с остадными датчиками применяемыми для аналогичных целей.

CAPTEUR RHÉOSTATIQUE À COLONNE d'Hg

(RÉSUMÉ)

On y présente un capteur paramétrique de type rhéostatique à colonne d'Hg., destiné à l'enregistrement du déplacement de l'élément mobile des contacts des interrupteurs de haute tension.

Dans la première partie du travail on présente, sous une forme succinte, les principaux problèmes qui apparaîssent en ce qui concerne l'enregistrement des caractéristiques mécaniques des appareils de connexion. On dérit ensuite la construction du capteur et on donne le schéma électrique de mesure.

Pour le schéma électrique proposé on calcule la fonction de liaison entre le déplacement de l'électrode du capteur, reliée d'une manière rigide à l'élément mobile du contact et la déviation du spot de l'appareil d'enregistrement.

De même, on fait le calcul de la sensibilité du schéma.

Après avoir indiqué les dimensions du capteur construit et les valeurs des éléments usités dans le schéma de mesure, on calcule la fonction d'étalonnage du schéma.

Dans la partie finale on fait une comparaison entre le capteur proposé et les autres capteurs usités dans le même but.

DIMENSIONAREA OPTIMĂ ȘI POSIBILITĂȚILE DE FOLOSIRE A MAȘINII OMOPOLARE CA GENERATOR TAHOMETRIC

DE

B. OPRENDECK, I. SORA, I. MATLAK

1. INTRODUCERE

Generatoarele tahometrice de curent continuu folosite curent corespund pentru măsurarea turației și a vitezei de rotație, însă nu dau satisfacție în schemele de măsurare sau automatizări unde apare o derivare pe cale electrică a vitezei de rotație. Din cauza derivării pulsațiile fluxului, comutația, armonicile parazite, vibrația periilor etc., determină oscilații parazite așa de mari, încît procedeul de derivare pe cale electrică devine impracticabil.

Folosirea unui generator omopolar [2], [5] înlătură deficiențele legate de pulsațiile fluxului, de armonicile parazite și de comutație, însă [2] nu rezolvă problema variației rezistenței de trecere a contactului glisant. În acest scop s-a încercat înlocuirea contactului glisant metalic cu un contact lichid, cu mercur [3], [5]. Soluția este principial foarte bună, însă dă complicații tehnice foarte mari.

În cadrul lucrării de față se discută dimensionarea optimă a unui generator tahometric homopolar și în funcție de variația rezistenței de contact a periilor metalice se analizează limitele domeniului de utilizare.

2. DIMENSIONAREA OPTIMĂ A CIRCUITULUI FEROMAGNETIC AL MAȘINII OMOPOLARE

Avînd în vedere folosirea mașinii omopolare ca generator tahometric dimensionarea optimă cere ca la dimensiuni minime, să obținem o tensiune mare, o constantă de timp a circuitului principal mică, variație mică a rezistenței de contact la pierderi mecanice prin frecare cît mai mici. De asemenea se cere ca momentul de inerție al maselor în mișcare să fie mic.

Față de tipul radial [1,] [5] tipul axial (fig. 1) este recomandat [3] deoarece asigură la un gabarit aproape identic cu cel radial tensiune dublă și de asemenea este apropiat de tehnologia folosită în construcția de mașini electrice.

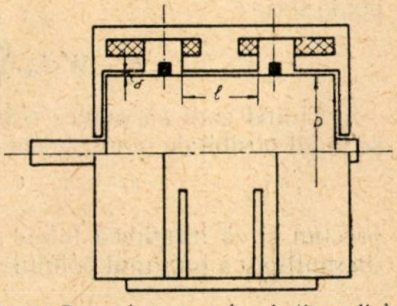


Fig. 1. Generator omopolar de tip radial.

Tensiunea indusă în mașina omopolară rezultă deci

$$E = v \cdot B_\delta \cdot l = \pi D n \cdot B_\delta \cdot l = n \cdot \Phi_\delta. \tag{1}$$

Avînd în vedere că fluxul mașinii este limitat de secțiunea transversală a rotorului, primim :

$$\Phi_r = \Phi_\delta \frac{1}{2} = \frac{\pi D^2}{4} B_r. \tag{2}$$

Revenind la rel. (2) rezultă :

$$B_\delta = \frac{D}{2 \cdot l} B_r \tag{3}$$

introducînd rel. (3) în (2) relația tensiunii induse devine :

$$E = \frac{\pi D^2}{2} n \cdot B_r. \tag{4}$$

Relația (4) arată că la o turație dată tensiunea indusă ce se poate realiza cu mașina depinde patratic de diametrul rotorului.

Din (4) rezultă formula de dimensionare

$$D = \sqrt{\frac{2}{\pi B_r} \cdot \frac{E}{n}} \tag{5}$$

unde :

D este diametrul rotorului ;
B_r — inducția maximă admisă în fierul rotoric ;
E — tensiunea indusă ;
n — turația în rps.

Avînd deci date turația mașinii și tensiunea ce trebuie realizată, rezultă conform rel. (5) diametrul rotorului.

Lungimea optimă l_{opt} a polului rezultă din condiția unei t.m.m. minime.

Întrucît dimensiunile statorului sînt determinate practic de spațiul necesar excitației, condiția unei t.m.m. de excitație minime conduce și la un stator cu dimensiuni minime. Deci condiția unei t.m.m. minime coincide cu condiția gabaritului minim și cu condiția unei greutăți minime.

Aplicînd legea circuitului magnetic pentru o linie de cîmp medie se poate scrie :

$$F = W \cdot I_{ex} \oint (\bar{H} \cdot \bar{dl}) = 2\delta H_\delta + \sum l_{Fe} H_{Fe}. \tag{6}$$

Ținînd cont că pentru o bună utilizare a fierului inducția în jug și pol se ia cît posibil de mare și deci egală cu cea din rotor, rezultă :

$$H_{Fe} = H_r \tag{7}$$

precum și că lungimea totală în fier a liniei de cîmp poate fi exprimată ca un multiplu a lungimii polului

$$l_{Fe} = k \cdot l \tag{8}$$

rezultă

$$F=2\delta\frac{B_\delta}{\mu_0}+k\cdot l\cdot H_r=\left(\frac{\delta D}{\mu_0}B_r\right)\frac{1}{l}+(k\cdot H_r)\cdot l. \tag{9}$$

Valoarea minimă a t.m.m. rezultă din anularea derivatei :

$$\frac{dF}{dl}=0 \tag{10}$$

şi corespunde egalităţii între F_δ şi F_{Fe}.

Efectuînd calculele rezultă relaţia de dimensionare :

$$l_{opt}=\sqrt{\frac{\delta\cdot B_r}{\mu_0\cdot kH_r}D} \tag{11}$$

sau introducînd relaţia (6) în (11) primim final

$$l_{opt}=\sqrt{\frac{2}{\pi}\cdot\frac{\delta^2\cdot B_r}{\mu_0^2\cdot k^2\cdot H_r}\cdot\frac{E}{n}} \tag{12}$$

unde :

δ este întrefierul maşinii ;

$\mu_0=4\cdot\pi\cdot10^{-7}$H/m — permeabilitatea aerului ;

H_r — amperspirele specifice în fier corespunzătoare inducţiei B_r.

T.m.m. de excitaţie minimă rezultă de :

$$F_{min}=2\cdot F_\delta=2\cdot F_{Fe}=2\,(k\cdot H_r)\cdot l=\sqrt{\frac{32}{\pi}\cdot\frac{k^2\delta^2H_r^3B_r}{\mu_0^2}\cdot\frac{E}{n}}. \tag{13}$$

Ca material feromagnetic se foloseşte de obicei la maşinile omopolare oţel forjat sau turnat. Solicitarea magnetică a fierului fiind recomandată să fie maximală se poate admite $B_r=1{,}6$ T sau chiar [3] 1,8 T., la care rezultă din curbele de magnetizare

$$\begin{cases} B_r=1{,}6\ \text{T} \\ H_r=4\,100\ \text{A/m} \end{cases} \tag{14}$$

Admiţînd deci :

$$B_r=1{,}6\ \text{T} \tag{15}$$

rezultă conform (6)

$$D=0{,}63\sqrt{\frac{E}{n}}. \tag{16}$$

Avînd în vedere că la gabaritele ce intervin în cazul unei maşini tahometrice se poate considera

$$\delta\cong0{,}5\cdot10^{-3}\ \text{m}$$

$$k\cong3l$$

— adică lungimea totală în fier este de 3 ori mai mare ca lungimea polului relația (11) devine

$$l_{opt}^{m} = 0{,}2275 \sqrt{D^m} \tag{17}$$

sau revenind la (12), respectiv introducînd (16) și (17)

$$l_{opt}^{m} = 0{,}18 \sqrt[4]{\frac{E}{n}} \tag{18}$$

iar F_{min} devine :

$$F_{min} = 2(k \cdot H_{Fe}) \cdot l = 4\,420 \sqrt[4]{\frac{E}{n}} \cdot \tag{19}$$

Relațiile (16), (17), (18) permit deci alegerea rapidă a dimensiunilor principale ale unei mașini omopolare în funcție de turația și de tensiunea mașinii.

Pentru determinarea rapidă a dimensiunilor optime, relațiile (6), (13) au fost reprezentate într-o diagramă logaritmică pentru cazul

$$\delta \cong 0{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$B_r \cong 1{,}6 \text{ T}$$

$$H_r = 4\,100 \text{ A/m}$$

$$k_r = l_{Fe}/l \cong 3.$$

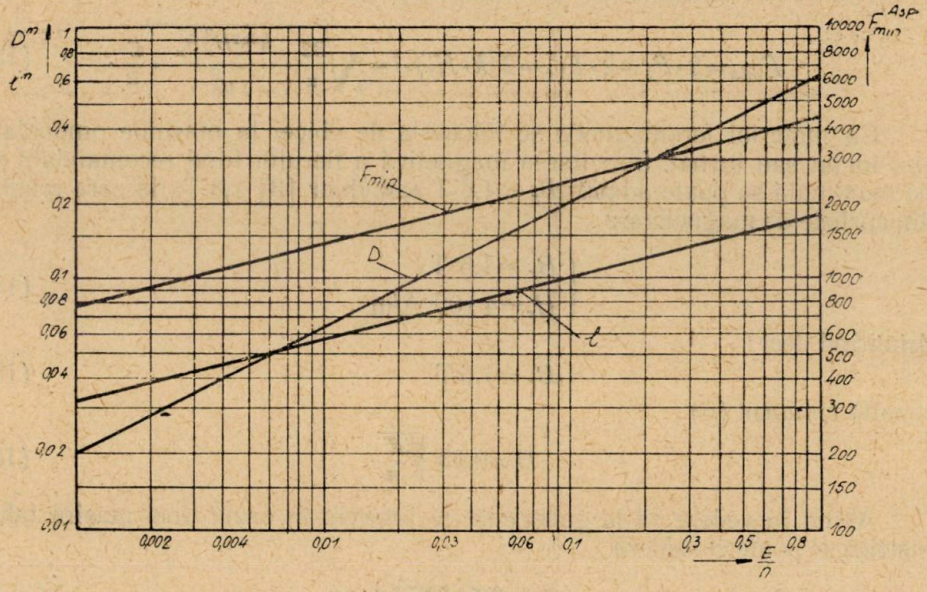


Fig. 2. Diagrama logaritmică $D=f(E/n)$, $l=f(E/n)$ și $F_{min}=f(E/n)$ pentru $\delta=0{,}5 \cdot 10^{-3}$ m, $B_r=1{,}6$ T, $H_r=4\,100$ A/m, $k=l_{Fe}/l=3$.

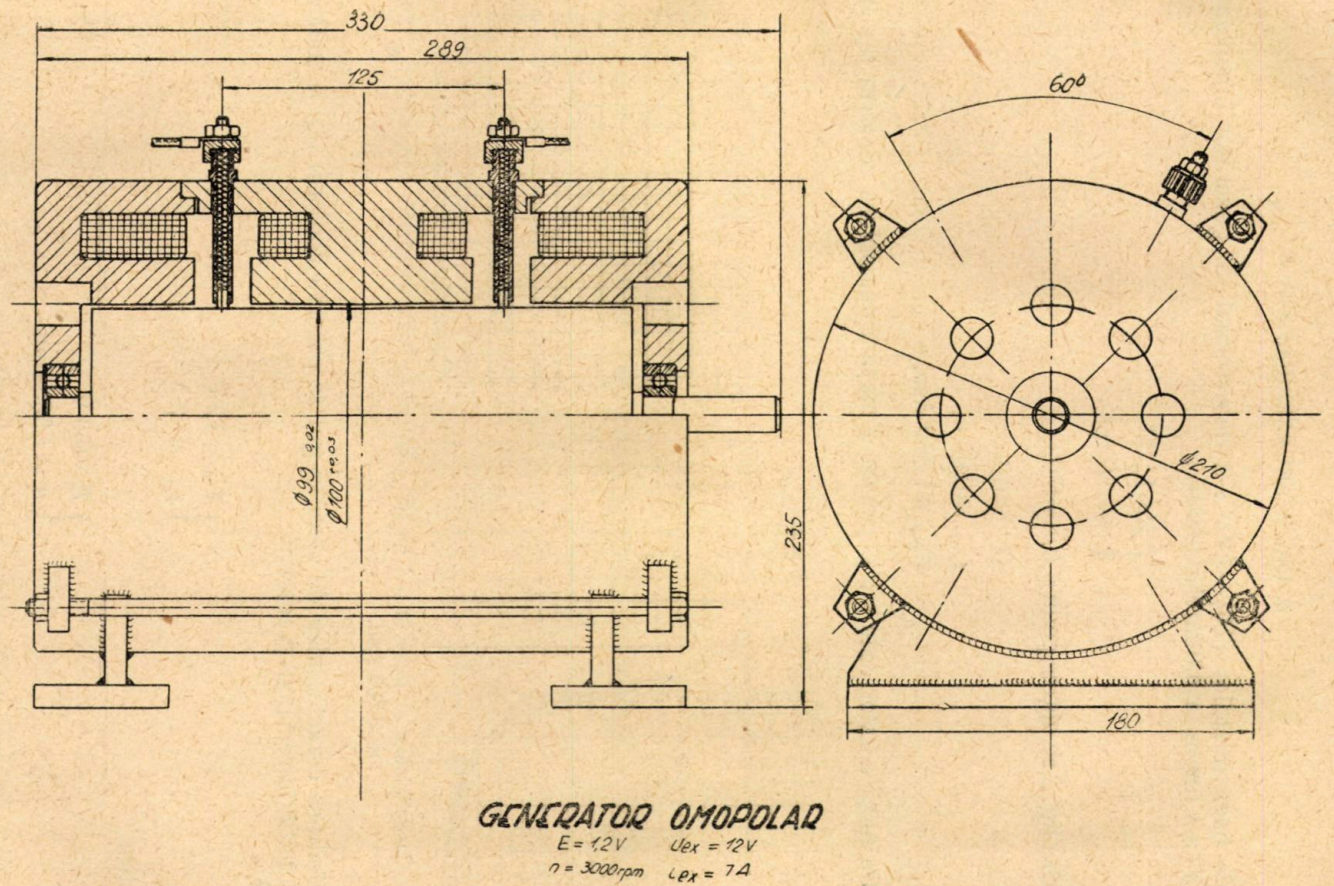


Fig. 3. Generator omopolar pentru E=1,2 V, n=3 000 rpm, u_{ex}=12 V, i_{ex}=7A.

3. INCERCARI EXPERIMENTALE

Pe baza relațiilor (16)—(19) s-a dimensionat un generator omopolar căruia i s-a impus următoarele condiții :

$$\begin{cases} E=1{,}2 \text{ V} \\ n=50 \text{ rps.} \end{cases}$$

Din fig. 2 se obține pentru $E/n=0{,}024$:

$$D = 0{,}1 \text{ m}$$
$$l_{opt} = 0{,}07 \text{ m}$$
$$F_{min} = 1\,850 \text{ Asp.}$$

Pe baza acestor date s-a construit o mașină omopolară conform fig. 3.

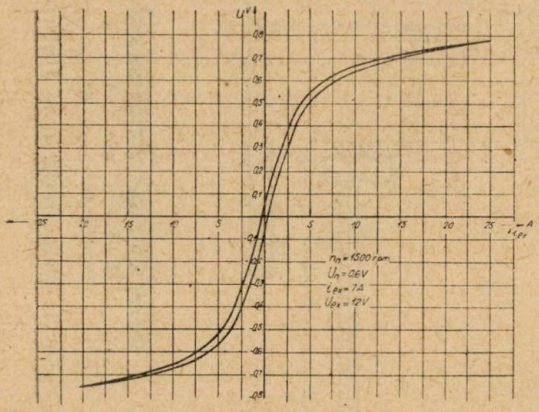


Fig. 4. Caracteristica de mers în gol $E=f(i_e)$ la $n=1\,500$ rpm.

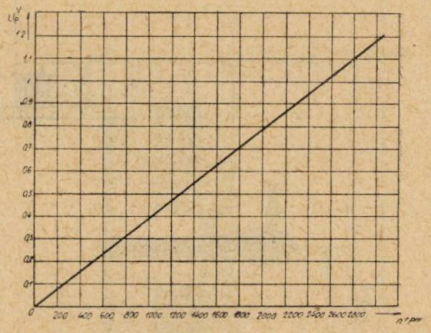


Fig. 5. Caracteristica $E=f(n)$ la $i_{ex}=7$ A.

Ridicîndu-se caracteristica de mers în gol se observă conform fig. 4 coincidența bună între calcul și realitate.

La

$$\begin{cases} U_{ex}=12 \text{ V} \\ i_{ex} = 7 \text{ A} \end{cases}$$

se obține

$$\begin{cases} E=0{,}6 \text{ V} \\ n=1\,500 \text{ rpm} \end{cases}$$

ceea ce corespunde la $E=1{,}2$ V la 3 000 rpm. Punctul de funcționare este plasat în mod optim tocmai în cotul caracteristicii de magnetizare.

Regimul de traductor tahometric impunînd o proporționalitate strict lineară între turație și tensiunea indusă, s-a pus un deosebit accent la verificarea acestei cerințe. Turația s-a măsurat cu ajutorul unui înregistrator de ture cuplat automat cu un cronometru, asigurîndu-se o eroare mai mică 0,2% iar tensiunea cu un voltmetru de clasa 0,2.

Datele măsurătorilor sînt reprezentate în fig. 5.

Dependența e strict lineară.

Pentru suprimarea oscilațiilor parazite ale contactului glisant s-au dispus pe periferie 6 perii metalice cu mase inerțiale cît mai mici. În fig. 6 este arătată oscilograma tensiunii și a curentului în cazul unei încărcări brusce.

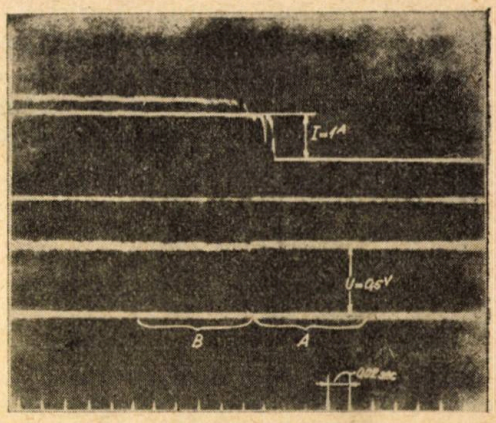


Fig. 6. Oscilograma $U=f(t)$ și $I=f(t)$ în cazul unei încărcări brusce.

Din analiza oscilogramei rezultă că variația rezistenței de trecere nu se face resimțită la regimuri apropiate de mersul în gol (porțiunea A a oscilogramei unde rezistența exterioară corespunde rezistenței buclei oscilografice).

În oscilogramă, oscilațiile se observă abia cînd ordinul de mărime a rezistenței exterioare se reduce la valori mici apropiate de ordinul de mărime al rezistenței de trecere (porțiunea B corespunde încărcării generatorului cu o rezistență de 0,5 Ω).

Din oscilogramă rezultă că frecvența acestor oscilații este în jur de 500 Hz, iar variația rezistenței de trecere de $\Delta r = \pm 15$ m Ω.

Din constanta de timp a circuitului care este conform oscilogramei în jur de $T = 6{,}75$ msec se poate deduce inductivitatea circuitului principal al generatorului și care rezultă de

$$L = 0{,}56 \text{ mH}$$

față de $L_{nesat} = 0{,}68$ mH și $L_{sat} = 0{,}25$ mH determinat prin calcul. Coincidența rezultatelor este bună.

4. CONCLUZII

Pe baza calculelor verificate experimental rezultă că tensiunea indusă, care se poate obține la un generator omopolar, este funcție de pătratul diametrului rotorului. Lungimea piesei polare prezintă un optim care determină o t.m.m. minimă, corespunzătoare egalității între t.m.m. în fier și t.m.m. în întrefier.

Ca generator tahometric mașina omopolară prezintă o dependență strict lineară între tensiunea indusă și viteza de rotație. Caracteristicile dinamice sînt foarte bune, inductivitatea circuitului principal fiind de ordinul 0,1 mH. Variația rezistenței de trecere la contactul glisant al periilor este inevitabilă, însă poate fi redusă prin perii multiple cu mase inerțiale mici. În acest caz conform încercărilor variația rezistenței de trecere se rezumă la ordinul de zeci de miliohmi. Ca atare folosirea generatorului tahometric omopolar ca traductor al vitezei de rotație este posibilă și în cazul derivării pe cale electrică a vitezei de rotație, deoarece tensiunea indusă nu prezintă nici un fel de oscilații parazite. Variația rezistenței de trecere impune doar dimensionarea elementelor schemei astfel, încît variația să fie neglijabilă față de elementele înseriate cu rezistența de trecere. Această condiție se satisface ușor avînd în vedere că deja rezistența unei bucle oscilografice este în jur de $(1 \div 10)\Omega$, iar variația rezistenței de trecere rezultă de o mie ori mai mică.

BIBLIOGRAFIE

1. L. Zenisek, *Mașini electrice speciale* (traducere din limba cehă) Editura Tehnică București 1959.
2. G. K. Jerve, *Încărcările industriale ale mașinilor electrice* (traducere din limba rusă) Editura Tehnică București, 1961.
3. P. Klaudy, Fortschritte im Bau von Unipolarmaschinen durch Anwendung von Flüssigkeitskontakten. E.u.M. 78 (1961) 3. p. 121.
4. Vieweg si Linkh, Über Schlüpfungs — und Drehzahlmessung E.T.Z. — 46 (1925) p. 1107.
5. * * * *Manualul Inginerului Electrician* vol. II p. 395. Editura Tehnică București 1954.

ОПТИМАЛЬНАЯ РАЗМЕРЕННОСТЬ И ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГОМОПОЛЯРНОЙ МАШИНЫ В КАЧЕСТВЕ ТАХОМЕТРИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА

(РЕЗЮМЕ)

Для измерения скорости вращения, рекомендуется гомополярный тахогенератор, в котором исключенны паразитные колебания напряжения.

Предлагается метод оптимальной размерности для гомополярного тахогенератора, указывается необходимость в размеривании измерительной схемы в зависимости от изменения переходного сопротивления металической щетки и указывается возможность питания скользящим, ртутным контактом.

LA DÉTERMINATION OPTIMUM DES DIMENSIONS ET LES POSSIBILITÉS D'EMPLOI DE LA MACHINE HOMOPOLAIRE

(RÉSUMÉ)

Pour mesurer la vitesse de de rotation on recommande le tachogénérateur homopolaire dont la tension ne présente pas d'oscillations parasites.

On y présente une méthode de détermination optimum des dimensions du tachogénérateur homopolaire ; on montre la nécessité de la détermination des dimensions du schéma de mesure, fonction de variation de la résistance de passage du balai métallique et on fait voir encore la possibilité d'alimentation des tachogénérateurs par un contact glissant à mercure.

ASUPRA DETERMINĂRII ANALITICE ȘI VERIFICĂRII EXPERIMENTALE A CUPLURILOR PARAZITE ASINCRONE LA MAȘINI DE INDUCȚIE

DE

I. NOVAC, B. OPRENDECK

1. INTRODUCERE

Influența armonicilor superioare ale tensiunii magnetomotoare asupra cuplului dezvoltat de mașina asincronă polifazată cu rotorul în scurtcircuit a fost o preocupare permanentă a constructorilor de mașini electrice în ultimele decenii [1 ... 9].

Interesul deosebit față de această problemă este explicabil, deoarece aceste armonici pot conduce la apariția unor cupluri parazitare, care influențează în mod nefavorabil asupra caracteristicilor de pornire și asupra comportării mașinilor asincrone în regimul de frînă.

În ceea ce privește cuplurile parazitare de tip asincron, literatura relevă faptul că cele mai periculoase sînt cuplurile armonicilor directe și inverse de ordin mic ($\nu=7$, $\nu=13$, $\nu=-5$) și cuplurile parazitare asincrone de dinți.

Pentru a se determina măsura în care aceste cupluri parazitare influențează comportarea mașinii, literatura oferă anumite relații de calcul [1—8]. Rezultatele obținute prin calcul, pe baza acestor relații, sînt însă diferite față de cele experimentale, mai ales în ceea ce privește cuplurile parazitare asincrone de dinți.

Scopul prezentei lucrări este ca, pe baza concluziilor trase din compararea datelor experimentale și cele determinate prin calcul analitic, să se constate în ce măsură calculul analitic al cuplurilor parazitare asincrone (cu, noscut în prezent) este mulțumitor și să propună corecțiile necesare.

În acest fel lucrarea va fi utilă la proiectarea motoarelor trifazate cu rotorul în colivie, în sensul că va da posibilitatea evaluării precise a măsurii în care cuplurile parazitare asincrone vor influența comportarea mașinii.

2. EXPRESIILE PENTRU CALCULUL CUPLURILOR PARAZITARE ASINCRONE, CONFORM INDICAȚIILOR DIN LITERATURĂ

Expresia cuplului la arborele mașinii asincrone corespunzător armonicii de ordinul ν a statorului, conform literaturii [3], este :

$$M_\nu = \frac{\nu p}{\omega} N_2 \cdot R_2 \frac{s_\nu \cdot X_{2m_\nu}^2}{R_{2\nu}^2 + s_\nu^2 (X_{2m_\nu} + X_{2d_\nu})^2} I_1'^2 \qquad (1)$$

în care :

p este numărul de perechi de poli ai mașinii ;

$\omega = 2\pi f_1$ — pulsația ;

N_2 — numărul de bare din rotor ;

$R_{2\nu}$ — rezistența unei faze a înfășurării rotorului pentru armonica ν a statorului ;

X_{2d_ν} — reactanța de dispersie a unei faze a înfășurării rotorice pentru armonica ν a statorului ;

X_{2m_ν} — reactanța de magnetizare a unei faze a înfășurării rotorice pentru armonica ν a statorului ;

s_ν — alunecarea rotorului față de armonica ν a statorului ;

$I'_{1\nu}$ — curentul statoric raportat la înfășurarea rotorică pentru armonica ν a statorului.

Deoarece în intervalul turațiilor mici în care apar cuplurile parazitare asincrone, curentul din stator variază foarte puțin, alunecarea de desprindere s_{k_ν} rezultă :

$$s_{k_\nu} \cong \frac{R_{2\nu}}{X_{2m_\nu} + X_{2d_\nu}} \tag{2}$$

prin egalare cu zero a derivatei dM_ν/ds_ν, pentru $I_{1\nu} = \text{ct.}$

Cuplul de desprindere (maxim) corespunzător armonicii ν al statorului rezultă :

$$M_{k_\nu} \cong \frac{\nu \cdot p \cdot N_2}{2\omega} \cdot \frac{X^2_{2m_\nu}}{X_{2m_\nu} + X_{2d_\nu}} \cdot \tag{3}$$

Deoarece cuplurile de desprindere ale armonicilor superioare apar în vecinătatea turației $n = 0$, raportul dintre cuplurile M_{k_ν} și cuplul de pornire M^p corespunzător armonicii fundamentale ($\nu = 1$) reprezintă o măsură a deformării curbei cuplului datorită cuplului parazitar creat de armonica ν. Acest raport are expresia :

$$\frac{M_{k_\nu}}{M_p} \cong \frac{1}{2\nu} \cdot \frac{X_{2m} + X_{2d}}{R_2} \left(\frac{k_{B1\nu} k_{i2\nu} \eta_{2\nu}}{k_{B1} \cdot k_{i2} \cdot \eta_2} \right)^2 \tag{4}$$

unde :

$k_{B1\nu}$ este factorul de bobinaj al înfășurării primare pentru armonica ν a statorului ;

$k_{i2\nu}$ — factorul de înclinare a crestăturii rotorice pentru armonica ν a statorului ;

$\eta_{2\nu}$ — factor rotoric corespunzător armonicii ν a statorului (mărimile lipsite de indicele ν se referă la armonica fundamentală $\nu = 1$).

Expresiile cu care se calculează diferiți parametri și factori care intervin în relațiile (1) ... (4) sînt date în cele ce urmează. Astfel [3]:

$$R_{2\nu} = R_b + \frac{R_i}{2 \sin^2 \nu \frac{p\pi}{N_2}} \tag{5}$$

în care R_b și R_i reprezintă rezistența barei, respectiv a inelului rotoric.

Reactanța X_{2d_ν} are expresia [3] :

$$X_{2d_\nu} = X_{2c} + X_{2f} + \sigma_{20} X_{2m_\nu} \cong X_{2c} + \sigma_{20} \cdot X_{2m_\nu} \tag{6}$$

unde X_{2c} și X_{2f} sînt reactanța de dispersie a crestăturii, respectiv a părții frontale rotorice, iar

$$\sigma_{20\nu} = \left(\frac{1}{k_{i2\nu}\eta_{i2\nu}}\right)^2 - 1 \tag{6-a}$$

$$X_{m2_\nu} = \left(\frac{k_{i2\nu} \cdot k_{B2\nu}}{\nu \cdot k_{i2} \cdot k_{B2}}\right) \cdot X_{2m} .$$

Factorul de înclinare k_{i2_ν} se calculează cu relația [3]:

$$k_{i2\nu} = \frac{\sin \nu \frac{b}{t_2} \cdot \frac{p\pi}{N_2}}{\nu \frac{b}{t_2} \frac{p\pi}{N_2}} \tag{7}$$

unde b este înclinarea crestăturii pe lungimea rotorului, iar t_2 pasul crestăturii rotorice.

Factorul $\eta_{i2\nu}$ are expresia [3]:

$$\eta_{i2\nu} = \frac{\sin \nu \frac{p\pi}{N_2}}{\nu \cdot \frac{R\pi}{N_2}} . \tag{8}$$

Factorul de bobinaj al înfășurării rotorice în colivie, este

$$k_{B_{2\nu}} = 1. \tag{9}$$

Reactanța de magnetizare a fazei înfășurării rotorice pentru armonica fundamentală X_{2m} se calculează cu relația [3]:

$$X_{2m} = \frac{m_2 (w_2 \cdot k_{B2} \cdot k_{i2})^2}{m_1 (w_1 \cdot k_{B1})^2} X_{1m} \tag{10}$$

unde :

$m_2 = N_2$ este numărul de faze ale înfășurării rotorice ;
$w_2 = \frac{1}{2}$ — numărul de spire ale fazei rotorice ;
m_1 — numărul de faze ale înfășurării statorice ;
w_1 — numărul de spire ale fazei statorice ;
X_{1m} — reactanța de magnetizare a fazei statorice.

Alunecarea s_ν se poate exprima în funcție de alunecarea undei fundamentale prin relația [2] :

$$s_\nu = 1 - \nu(1 - s) \tag{11}$$

Curentul statoric raportat la înfășurarea rotorică pentru armonica ν este dat de relația [3] :

$$I'_{1\nu} = \frac{m_1 w_1 \cdot k_{B1\nu}}{m_2 w_2 k_{B2\nu}} \cdot \frac{1}{k_{i2\nu}} I_{1\nu} . \tag{12}$$

Factorul de bobinaj al înfășurării statorice $k_{B1\nu}$ este

$$k_{B1\nu} = k_{r1\nu} \cdot k_{s1\nu} . \tag{13}$$

Factorul de repartizare k_{r1_ν} se calculează cu relația [3] :

$$k_{r1\nu} = \frac{\sin \nu \frac{q_1 \cdot \alpha_1}{2}}{q_1 \cdot \sin \nu \frac{\alpha_1}{2}} \tag{13-a}$$

q_1 fiind numărul de crestături pe pol și fază ale înfășurării statorice, iar unghiul α_1 unghiul de defazaj electric al tensiunilor din crestături vecine.

Factorul de scurtare ale înfășurării statorice k_{s1_ν} se determină cu relația [3] :

$$k_{s1\nu} = \sin \nu \frac{\pi}{2} \cdot \frac{y}{\tau} \tag{13-b}$$

în care y este pasul înfășurării, iar τ pasul polar (măsurați obișnuit în număr decrestături).

Conform literaturii, relațiile (1) ... (4) sînt valabile pentru toate cuplurile parazitare asincrone, inclusiv cele de dinți a căror ordin este [2], [3]:

$$\nu = k \frac{N_1}{p} \mp 1 \tag{14}$$

unde N_1 este numărul de crestături din stator ; iar k un număr întreg diferit de zero.

Singura deosebire care ar interveni la cuplurile asincrone de dinți, după precizările date în literatură [3], constă în faptul că pentru aceste armonici $k_{B1\nu} = k_{B1}$.

3. DATE COMPARATIVE INTRE ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE ȘI CALCUL

Pentru a se putea compara exactitatea calculului analitic al cuplurilor parazitare asincrone al mașinilor asincrone trifazate în colivie (Al turnat) s-au făcut următoarele :

a) s-au ridicat experimental caracteristicile $M = f(n)$ pentru un număr de șase motoare asincrone cu rotorul în colivie din aluminiu turnat, avînd

puteri cuprinse între 17 kW și 30 kW și turații cuprinse între 1 000 rpm și 3 000 rpm ;

b) pentru aceste mașini s-au calculat analitic rapoartele dintre cuplul maxim al armonicii ν și cuplul de pornire (conform relației (4)) pentru acele cupluri parazitare asincrone care se relietează mai puternic în curbele ridicate experimental.

Din exemplu, pentru un motor de 17 kW, 1 500 rpm turație sincronă, s-a obținut experimental caracteristica $M=f(n)$ din figura 1. Se observă din această curbă prezența următoarelor patru cupluri parazitare asincrone : cuplul M_5, corespunzător armonicii inverse $\nu=-5$, cuplul M_7, corespunzător armonicii directe $\nu=7$ și cuplurile $M_{d(1)}$ și $M_{d(2)}$ provocate de armonicile de dinți de succesiune directă de ordinul $\nu=25$ și cea de succesiune inversă de

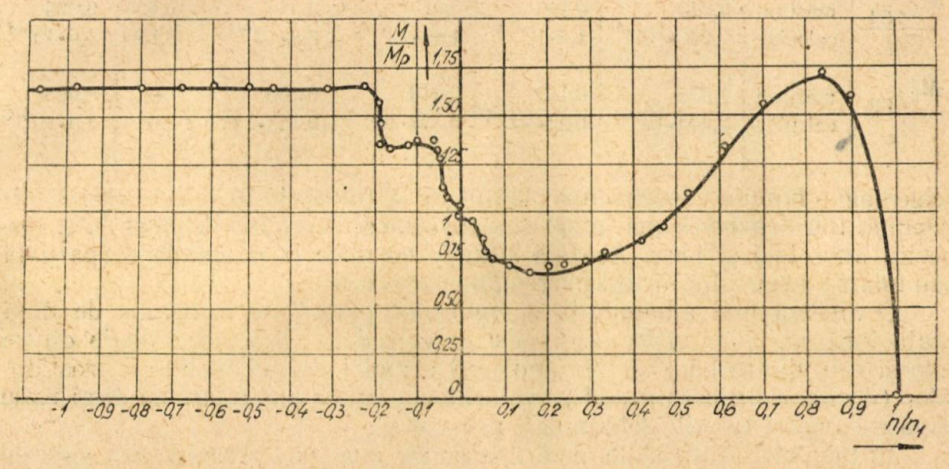


Fig. 1. Caracteristica $M=f(n)$ pentru un motor de 17 kW și 1 500 rpm.

ordinul $\nu=-23$. Calculul valorilor cuplurilor de răsturnare parazite de dinți raportate la cuplul de pornire s-a făcut pentru aceste armonici.

În urma prelucrării datelor obținute experimental și în urma calculului analitic au rezultat datele prezentate în tabelul 1.

Analizînd rezultatele comparativ se pot face următoarele observații :

a) la cuplurile asincrone ale armonicilor $\nu=-5$ și $\nu=7$ se observă o bună corespondență între rezultatele obținute experimental și prin calcul (diferențe procentual mari intervin doar la valori foarte mici ale cuplurilor parazite respective, cînd eroarea de măsurare a cuplului este de același ordin ca și valoarea însăși a armonicii cuplului) ;

b) cuplurile parazitare asincrone de dinți măsurate, în toate cazurile, diferă extrem de mult de cele calculate (pentru toate motoarele verificate rezultatele experimentale depășesc valoarea calculată cel puțin de o sută de ori).

În literatură [5], [6], [9] se indică drept cauză a necorespondenței între valorile cuplurilor datorite armonicilor de dinți determinate prin calcul și

Tabela 1

Motor asincron		17 kW 1 000 rpm	17 kW 1 500 rpm	17 kW 3 000 rpm	22 kW 1 500 rpm	28 kW 1 500 rpm	30 kW 1 500 rpm
$\frac{M_{k_s}}{M_p}$	măsurat	0,140	0,150	0,018	0,170	—	0,140
	calculat	0,148	0,129	0,024	0,177	—	0,141
$\frac{M_{k_1}}{M_p}$	măsurat	0,015	0,0194	0,100	0,030	0,040	0,025
	calculat	0,028	0,022	0,115	0,030	0,036	0,024
$\frac{M_{k_d\,(1)}}{M_p}$	măsurat	0,040	0,100	0,010	0,040	0,100	0,025
	calculat	$0{,}236 \cdot 10^{-4}$	$1{,}8 \cdot 10^{-4}$	$1{,}46 \cdot 10^{-4}$	$5{,}8 \cdot 10^{-4}$	0,160	$1{,}6 \cdot 10^{-4}$
$\frac{M_{k_d\,(2)}}{M_p}$	măsurat	0,095	0,183	0,010	0,100	—	0,025
	calculat	$0{,}244 \cdot 10^{-4}$	$0{,}56 \cdot 10^{-4}$	$0{,}329 \cdot 10^{-4}$	$0{,}163 \cdot 10^{-4}$	—	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$

cele reale, obținute experimental, faptul că la rotoarele în colivie există totdeauna, într-o măsură mai mare sau mai mică, scurtcircuite între tole, respectiv între tole și bare. Această situație conduce la o anihilare (parțială sau totală) a efectului înclinării crestăturilor rotorice.

O analiză mai amănunțită a cuplurilor parazitare asincrone de dinți arată însă că, chiar și în cazul cînd se consideră că scurtcircuitele dintre tole și cele dintre bare și tole anulează complet efectul înclinării crestăturilor (deci se consideră $k_{iv}=1$), valorile cuplurilor parazitare de dinți reale depășesc uneori valorile determinate prin calcul.

În tabelul 2 sînt redate, pentru mașinile analizate anterior, atît valorile raportului M_{k_d}/M_p determinate experimental, cît și valorile acestui raport determinate analitic pentru $k_{iv}=1$.

Tabela 2

Motor asincron		17 kW 1 000 rpm	17 kW 1 500 rpm	22 kW 1 500 rpm	28 kW 1 500 rpm	30 kW 1 500 rpm	17 kW 3 000 rpm
$\frac{M_{k_d\,(1)}}{M_p}$	măsurat	0,040	0,100	0,040	0,100	0,025	0,010
	calculat	0,073	0,080	0,078	0,160	0,064	0,139
$\frac{M_{k_d\,(2)}}{M_p}$	măsurat	0,095	0,183	0,100	—	0,025	0,010
	calculat	0,039	0,040	0,054	—	0,120	0,113

Pentru trei mașini (cea de 17 kW, 3 000 rpm, cea de 28 kW, 1 500 rpm și cea de 30 kW, 1 500 rpm) cuplurile parazitare de dinți maxime măsurate sînt mai mici decît cele calculate în ipoteza cea mai defavorabilă $k_{iv}=1$; deci dacă ne rezumăm la aceste mașini se poate face ipoteza că scurtcircui-

tul dintre tole anihilează parțial efectul înclinării crestăturilor și că acesta este singurul fenomen suplimentar care intervine.

La celelalte trei mașini însă, fie unul dintre rapoartele M_{kd_ν}/M_p (cel corespunzător armonicii de succesiune directă sau cel corespunzător armonicii de succesiune inversă) fie ambele aceste rapoarte au valori mai mari decît cele calculate în ipoteza cea mai defavorabilă.

Aceste rezultate conduc la concluzia că necorespondența dintre cuplurile de dinți calculate și cele reale nu se poate explica numai prin existența unor scurtcircuite între tole (respectiv bare și tole), ci trebuie să existe și alte cauze în plus, care pot conduce la o amplificare și mai mare a cuplurilor de dinți.

4. ANALIZA FENOMENELOR LEGATE DE ARMONICILE DE DINȚI

Calculul cuplurilor parazitare asincrone ale armonicilor superioare, inclusiv cele dentare, se face în literatură considerîndu-se că ele provin datorită armonicilor superioare ale t.m.m, rezultate în urma repartizării înfășurărilor în crestături.

Această ipoteză nu cuprinde însă întregul fenomen care promovează cuplurile parazitare de dinți. La armonicile de ordinul dentar (relația (14)) trebuie să se țină neapărat cont nu numai de armonicile superioare ale t.m.m., ci și de faptul că dințarea statorului atrage după sine o modulare puternică a repartizării inducției în întrefierul mașinii [10].

În ipoteza că curentul variază sinusoidal, armonica fictivă a t.m.m. (corespunzătoare modulării) determinată de armonica în spațiu de ordinul ν este [11]:

$$f_{\lambda\nu} = (1 - c_i) \sin\left(\lambda \frac{\pi x}{\tau} - \omega t\right) F_\nu \tag{15}$$

pentru $\lambda = \nu$, unde $\nu \neq k \frac{N}{2p}$,

$$f_{\lambda\nu} = \frac{\sin k\pi c_i}{k\pi} \sin\left(\lambda \frac{\pi x}{\tau} + \omega t + k\pi c_i\right) F_\nu \tag{16}$$

pentru $\lambda + \nu = k \frac{N}{p}$ și $\lambda \neq \nu$;

$$f_{\lambda\nu} = -\frac{\sin k\pi c_i}{k\pi} \cdot \sin\left(\lambda \frac{\pi x}{\tau} - \omega t \pm k\pi c_i\right) F_\nu \tag{17}$$

pentru $\lambda - \nu = \pm k \frac{N}{p}$ și $\lambda \neq \nu$.

În acest expresii c_i reprezintă deschiderea relativă ideală a crestăturii statorice și se exprimă sub forma:

$$c_i = \frac{d_{c_i}}{t_1} = \frac{d_c}{t_1}\left[1 - \frac{4}{\pi}\frac{\delta}{d} \ln\left(1 + \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_c}{\delta}\right)\right] \tag{18}$$

unde :

d_c este deschiderea crestăturii statorice,
t_1 — pasul crestăturii statorice,
δ — întrefierul mașinii.

Armonicile rezultante de dinți λ_d de ordinele cele mai mici ($\lambda_d = N/p \pm 1$), pot proveni, conform relațiilor (15)—(17), numai datorită armonicilor :

$$\nu = \pm k\frac{N}{p} \pm \lambda = \pm k\frac{N}{p} \pm \frac{N}{p} \pm 1 = \pm k_1\frac{N}{p} \pm 1 \tag{19}$$

($k \geqslant 0$, nr. întreg). Rezultă că aceste armonici de dinți apar datorită armonicilor t.m.m. de dinți, precum și modulării repartiției inducției fundamentale și armonicilor de dinți.

Raportînd expresiile (15) ... (17) la armonica rezultantă trebuie să se țină seama de faptul că

$$F_\lambda = \frac{\lambda}{\nu} F_\nu . \tag{20}$$

Însumînd amplitudinile tuturor armonicilor care determină armonica rezultantă de dinți și raportînd rezultatul la armonica considerată se obține

$$k_{\lambda_d} = (1 - c_i) \mp \lambda \frac{\sin \pi c_i}{\pi} e^{j\pi c_i} +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{\lambda}{k\frac{N}{p} \mp 1} \cdot \frac{\sin (k+1)\pi c_i}{(k+1)\pi} e^{j\pi (k+1) c} - \frac{\lambda}{(k+1)\frac{N}{p} \pm 1} \cdot \frac{\sin k\pi c_i}{k\pi} e^{-jk\pi c_1} \right] \tag{21}$$

unde $\lambda_d = \frac{N}{p} \pm 1$.

Analiza expresiei (21) arată că efectul armonicilor superioare de dinți ($k > 1$) este foarte mic, adică suma ce intervine în această relație se poate neglija față de primii doi termeni.

Modulul mărimii k_{λ_d}, care interesează în practică, este :

$$k_{\lambda_d} = \sqrt{(1 - c_i)^2 + \left(\lambda \frac{\sin \pi c_i}{\pi}\right)^2 \mp \lambda \frac{1 - c_i}{\pi} \sin^2 \pi c_i} \tag{22}$$

$$\left(\lambda_d = \frac{N}{p} \pm 1\right)$$

Ținînd seama de faptul că în general modularea repartiției inducției intervine cu mult mai puternic decît armonica de dinți a t.m.m. $\left(\left(\lambda \frac{\sin \pi c_i}{\pi}\right)^2 \gg \gg (1 - c_i)^2\right)$, rezultă pentru k_{λ_d} expresia simplificată de calcul :

$$k_{\lambda_d} = \frac{\lambda}{\pi} \sin \pi c_i \mp (1 - c_i) \cos \pi c_i \tag{23}$$

$$\left(\lambda_d = \frac{N}{p} \pm 1\right).$$

Modularea repartiției inducției în întrefier și armonica t.m.m. de dinți determină deci o situație echivalentă ca și cum armonica de dinți a t.m.m. ar fi mărită de $k_{\lambda d}$ ori.

Deoarece cuplurile parazitare sînt proporționale cu armonicile t.m.m. de ordinul respectiv, rezultă că cuplul real de dinți se obține prin amplificarea valorii calculate cu relația (4) de $k_{\lambda d}$ ori, adică :

$$\frac{M_{kd}}{M_p} = k_{\lambda d} \frac{M_{k\nu}}{M_p}. \tag{24}$$

Valoarea maximală a cuplului parazitar, de dinți se poate deci calcula, cunoscînd pe $k_{\lambda d}$, luînd în considerare pentru $k_{i\nu}$ valoarea 1. Valoarea minimă a amplitudinii cuplului parazitar de dinți se obține de asemenea prin înmulțirea cu k^{λ}_{d} a valorii raportului M_{kd}/M_p, calculat cu factorul de înclinare corespunzător unui rotor cu tole perfect izolate.

Valoarea reală a cuplului parazitar de dinți va trebui să se înscrie în aceste limite.

Tabela 3

Motor asincron		17 kW 1 000 rpm	17 kW 1 500 rpm	17 kW 3 000 rpm	22 kW 1 500 rpm	28 kW 1 500 rpm	30 kW 1 500 rpm	10 kW 1 000 rpm
$\frac{M_{kd\,(1)}}{M_p}$	$k_{\lambda d}$	4,140	3,680	3,420	3,075	0,725	3,670	2,855
	calc. max.	0,300	0,294	0,475	0,238	0,116	0,235	0,057
	calc. min.	$0.98 \cdot 10^{-4}$	$6{,}6 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$0{,}18 \cdot 10^{-4}$	0,034	$5{,}86 \cdot 10^{-4}$	$1{,}57 \cdot 10^{-4}$
	măsurat	0,040	0,100	0,010	0,040	0,100	0,025	0,06
$\frac{M_{kd\,(2)}}{M_p}$	$k_{\lambda d}$	4,980	4,720	4,830	4,265	—	4,73	3,795
	calc. max.	0,195	0,189	0,545	0,229	—	0,566	0,125
	calc. min.	$1{,}22 \cdot 10^{-4}$	$2{,}64 \cdot 10^{-4}$	$1{,}58 \cdot 10^{-4}$	$6{,}95 \cdot 10^{-4}$	—	$6{,}62 \cdot 10^{-4}$	$4{,}16 \cdot 10^{-4}$
	măsurat	0,095	0,183	0,010	0,100	—	0,025	0,12

Datele din tabela 3 verifică această concluzie, cuplul măsurat fiind cuprins între cele două limite.

5. CONCLUZII

Formulele de calcul propuse de literatură conduc la valori apropiate de realitate, cu excepția cuplurilor parazitare asincrone de dinți. Pentru acestea din urmă, față de calculul cunoscut bazat pe armonica t.m.m., trebuie să se țină cont și de modularea repartiției inducției datorită dințării statorului, prin intermediul factorului de corecție $k\lambda_d$.

La mașinile asincrone trifazate normale care lucrează numai în domeniul de motor este suficient, însă neapărat necesară verificarea cuplurilor parazitare asincrone corespunzătoare armonicii $\nu = 7$ (care determină de obicei cuplul minim) și cea de dinți de succesiune directă $\nu = \frac{N_1}{p} + 1$ (relațiile (4) și (24)). Dacă mașina lucrează și în domeniul de frînă trebuie verificate și cuplurile pentru $\nu = -5$ și $\nu = -N/p + 1$.

La mașini asincrone cu colivie turnată din aluminiu sau, în general în cazul probabilității unui contact masiv între tolele și barele rotorice unde deci înclinarea are o eficiență incertă, cuplurile parazitare de dinți trebuiesc calculate pentru cazul cel mai defavorabil considerînd $k_{iv}=1$.

BIBLIOGRAFIE

1. M. P. Kostenco, Parazitnie vrasciaiușcie momentî v trehfraznih korotkozamuknutih asinhronnih dvigatelei. Sbornik „Elektrosila", 1947, 4, pg. 18.
2. L. M. Piotrovschi, *Mașini electrice*, editura Energ. de Stat 1953.
3. R. Richter, *Mașini electrice*, V. IV, ed.
4. F. Heller, Das Luftspaltfeld in Asynchronmaschinen, A.F.E. 28.455 (1934).
5. Schuisky W., *Die Induktionsmaschinen* Springer-Verlag-Wien 1957.
6. Schuisky, Zusatzträme im unizoliertem Käfig, Bull. SEV 44/1953, p. 330.
8. I. Novac și O. Centea, Influența momentelor asincrone parazite, datorite armonicilor superioare, asupra momentului mașinii asincrone trifazate în colivie. Rev. Electrotehnica nr. 2/1954.
9. Pl. Andronescu, *Asupra curbei momentului la motoarele asincrone în colivie* (disertație), Leipzig 1921.
10. B. Oprendeck, Asupra fenomenului de amplificare al armonicilor de dinți. Bul. Acad. R.P.R., Baza Timișoara, Tom IV, 1959, nr. 3—4.
11. I. Nedelcu, Pierderi suplimentare în sarcină la mașinile asincrone, Rev. Electrotehnica nr. 12 (9) 1961, p. 423.

В СВЯЗИ С АНАЛИТИЧЕСКИМ ОПРЕДЕЛЕНИЕМ И ОПЫТНОЙ ПРОВЕРКОЙ АСИНХРОННЫХ ПАРАЗИТНЫХ МОМЕНТОВ В ИНДУКЦИОННЫХ МАШИНАХ

(РЕЗЮМЕ)

Сопоставляя величины паразитных асинхронных моментов вычесленных аналитическим путем, для шести асинхронных машин с ротором с беличьей клеткой отлитой из алюминия, с величинами определенными опытным путем, было установленно что расчетные формулы, существующие в литературе, приводят к точным значениям только в случае обычных асинхронных гармоник, в отличие от зубчатых гармоник, вычисленные значения которых, значительно отличаются от действительных.

Указывается, что в случае нормальных, трехфазных асинхронных машин, работающих только в качестве двигателей, достаточна проверка асинхронноог момента зубчатой и седьмой гармоник.

Для более точного расчета паразитных, асинхронных, зубчатых моментов, необходимо учесть, кроме гармоники магнито движущей силы, (как указанно в литературе) и модуляцию распределения индукции в зазоре, которая появляется благодаря зубчатой формы. статора.

Также необходимо иметь в виду что в асинхронных машинах с беличьей клеткой отлитой из алюминия, или вообще в случае возможности масивного контакта между пластинами и шинами ротора, эффект наклона пазов ротора, частично или полностью анулируется.

CONSIDÉRTATIONS SUR LA DÉTERMINATION ANALYTIQUE ET EXPERIMENTALE DES COUPLES PARASITES ASYNCHRONES AUX MACHINES D'INDUCTION

(RÉSUMÉ)

En comparant les valeurs des couples parasites asynchrones calculées à celles déterminées expérimentalement, pour une série de machines asynchrones à l'induit en court circuit, on a constaté que les formules proposées par la littérature ne sont corrèctes que pour les harmoniques asynchrones communes. Ces formules sont incomplets lorqu'il s'agit des harmoniques dûes aux dents.

Pour un calcul plus exacte des couples parasites dûs aux dents il faut tenir compte des harmoniques de la f.m.m. (comme il résulte des données de la littérature), ainsi que du fait que la répartition de l'induction dans l'entrefer est modifiée à cause des dents statoriques.

De même il faut tenir compte que l'effet de l'inclination des encoches rotoriques este partiellement on totalment anihilé, lorsqu'il y a un contact entre les tôles et les barres rotoriques. Or, un tel contact a toujours lieu dans une certaine mesure aux machines asynchrones en court circuit en aluminium.

METODA DE CALCUL A REACTANȚELOR SATURATE ALE MAȘINILOR SINCRONE

DE

ATANASIU GH.

Lucrare comunicată în sesiunea cadrelor didactice din I.P.T. din 6—7 aprilie 1962

1. INTRODUCERE

Reactanțele reprezintă unul din parametrii fundamentali în studiul și proiectarea mașinilor sincrone. În studiul regimului staționar, la determinarea curbelor caracteristice și a variației de tensiune, la stabilirea curenților de scurtcircuit staționar, cît și în studiul regimului tranzitoriu privind curentul de scurtcircuit brusc, stabilitatea dinamică și fenomenul oscilațiilor pendulare, un rol hotărîtor îl au reactanțele În proiectarea mașinilor sincrone se cere o atenție deosebită la calculul acestor parametri, cu atît mai mult cu cît în tehnica actuală grupurile mari se dimensionează la funcționare supraexcitată și inducții mari, inducțiile minime fiind în jugul indusului, 1÷1,3 Te maxime în dinții rotorice 2,4 Te și în dinții indusului pînă la 2 Te [1]. Datorită dificultăților ce apar la determinarea prin calcul a valorilor saturate, în metodica proiectării se folosesc valorile nesaturate ale reactanțelor, la care se aplică un factor de corecție care ține seama de saturația circuitului magnetic [3]. În lucrarea de față se prezintă o metodă de calcul a reactanțelor saturate ale mașinilor sincrone, metodă ce poate fi aplicată fără dificultate de către inginerii proiectanți.

2. PRINCIPIUL METODEI

Reactanțele ce intervin în studiul mașinii sincrone le putem împărți în două grupe: reactanțele din regimul staționar și reactanțele din regimul tranzitoriu. În prima grupă putem considera: reactanța de dispersie (X_σ), reactanțele sincrone ($X_l = X_{al} + X\sigma$, $X_t = X_{at} + X\sigma$) reactanța inversă (X_2), și reactanța homopolară (X_0). Reactanțele regimului tranzitoriu cuprind: reactanța tranzitorie (X'_l) reactanța supratranzitorie (X''_l), Determinarea valorilor saturate ale reactanțelor se impune doar la calculul reactanței de dispersie a indusului ($X_{\sigma l}$) și a reactanțelor longitudinală și transversală (X_{al} **și** X_{at}) la care valoarea permeanțelor variază sensibil cu saturația, datorită raportului mare dintre lungimea liniilor cîmpului magnetic în fier față

de aer. Reactanțele de dispersie ale înfășurării rotorice X_{σ_2} și ale înfășurării de amortizare $X_{\sigma a}$ nu sînt practic influențate de saturație datorită parcursului mare străbătut de liniile cîmpului în aer față de parcursul în fier. Reactanțele regimului tranzitoriu se determină din valorile cunoscute ale reactanțelor regimului staționar, cu observația că reactanța de dispersie a crestăturii indusului, datorită saturației puternice, se determină pentru o crestătură complet deschisă [2].

Deci determinarea valorilor saturate se reduce la calculul reactanței de dispersie și al reactanțelor sincrone longitudinală și transversală.

Reactanța de dispersie a indusului se compune din suma a trei reactanțe elementare: reactanța de dispersie a crestăturii X_{cr}, reactanța capetelor de dinți X_d, reactanța de dispersie frontală X_f.

$$X_{\sigma 1} = X_{cr} + X_d + X_F . \tag{1}$$

La determinarea valorilor saturate ne referim la X_{cr} și X_d deoarece X nu depinde de saturație. La calculul permeanței crestăturii se ține seama de valoarea tensiunii magnetice în dinți care se neglijează la determinarea valorilor nesaturate și astfel se determină o crestătură echivalentă, pentru care se aplică formulele obișnuite de calcul al permeanței, considerînd de data aceasta $\mu_{Fe} = \infty$. În mod identic pentru calculul mărimii X_d se consideră un întrefier echivalent.

Determinarea valorilor saturate ale reactanțelor sincrone se face cu ajutorul mărimilor citite pe cale grafică, din diagrama care se determină în funcție de solicitarea magnetică a mașinii pe cînd valorile nesaturate se determină din calcul, cu ajutorul unor formule [2], [3], [5], [6]. Metoda de calcul este identică în principiu pentru mașinile cu poli înecați și mașinile cu poli proeminenți. Din diagramele t.e.m. pentru cele două tipuri de mașini (fig. 1.2) se deduce

$$X_a = \frac{E_1}{I} \tag{2}$$

pentru mașini cu poli înecați

$$\begin{cases} X_{al} = \dfrac{E'_1}{I_l} & (3) \\ \text{și} \\ X_{at} = \dfrac{E_t}{I_t} & (4) \end{cases}$$

pentru mașini cu poli proieminenți.

Valorile t.e.m. E_1, E'_l și E_t se deduc din curba de mers în gol $E(\theta)$ pentru solenațiile corespunzătoare θ'_1, θ'_{al} și θ'_{at}. Cunoscînd curentul de sarcină I și unghiul de sarcină ψ se pot determina valorile saturate ale reactanțelor din relațiile (2), (3) și (4).

Determinarea exactă a solenațiilor reacției indusului se face din reprezentarea curbei cîmpului rezultant. Pentru mașina cu poli înecați se determină la $\psi = \frac{\pi}{2}$ (sarcină inductivă) armonica fundamentală $B\delta_1$, pentru care

se deduce solenația rezultantă θ_r. Cunoscînd solenația de excitație θ_e se determină valoarea căutată $\theta'_1 = \theta_e - \theta_r$.

Pentru mașina cu poli proeminenți se determină din reprezentarea curbei cîmpului reacției longitudinale a indusului b_l și a reacției transversale a

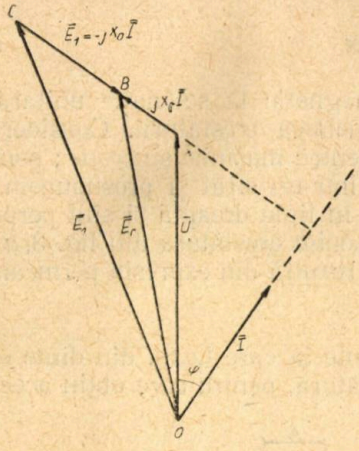


Fig. 1. Diagrama t.e.m. pentru mașina cu poli înecați.

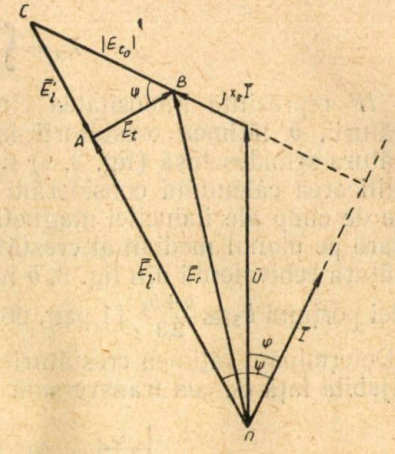


Fig. 2. Diagrama t.e.m. pentru mașina cu poli proeminenți.

indusului b_t, valorile fundamentalelor B'_{l_1} și B_{t_1}, pentru care obținem corespunzător din curba de mers în gol $B_1(\theta)$ valorile solenațiilor respective θ'_{ol} și θ'_{at}. Cunoscînd aceste mărimi se determină t.e.m. de reacție E'_l și E_t din curba $E(\theta)$.

Determinarea acestor parametrii este legată de necesitatea trasării cîmpurilor magnetice în întrefier, determinarea formei curbei rezultante ceea ce o face deosebit de dificilă pentru aplicarea în practica proiectării. Pentru calculul de proiectare este de dorit să se determine relații cu care să se calculeze cu ușurință parametrii necesari.

În metoda practică prezentată se deduc prin calcul, cu ajutorul diagramelor, valorile solenațiilor θ'_1, θ'_{al} și θ'_{at} pentru care din curba de mers în gol $E(\theta)$ se deduc tensiunile căutate. La baza acestei metode stă tot principiul expus mai sus, dar se ocolește metoda greoaie de determinare a curbei cîmpului.

3. DETERMINAREA VALORII SATURATE A PERMEANȚEI DE DISPERSIE

3.1. Permeanța de dispersie a crestăturii Λ_{cr}

Permeanța ideală Λ_{cr} a crestăturii se determină cu relația [1]

$$\Lambda_{cr} = \int \mu_0 H'^2 \cdot dV \qquad (5)$$

corespunzătoare energiei magnetice din spațiul crestăturii la solenație unitară a crestăturii. Dacă se pune

$$\Lambda_{cr} = \mu_0 \cdot l_l \cdot \lambda_{cr} \tag{6}$$

atunci λ_{cr} este un număr adimensional denumit permeanța specifică

$$\lambda_{cr} = \int_0^h H'^2 \cdot b \cdot dx \tag{7}$$

unde H' reprezintă intensitatea cîmpului magnetic la solenație unitară a crestăturii, b lățimea crestăturii iar h adîncimea crestăturii. Considerăm crestătura semideschisă (fig. 3, *a*) utilizată pentru mașinile sincrone; pentru simplificarea calculului considerăm bobinaj într-un strat și presupunem că liniile de cîmp ale inducției magnetice merg în linie dreaptă și sînt perpendiculare pe planul median al crestăturii. Înlocuim crestătura din fig. 3, *a* cu crestătura echivalentă din fig. 3, *b* în care b_3 rezultă din expresia permeanței acestei porțiuni $b_3 \cong \frac{b+b_4}{2,3}$ [1 pag. 261].

Determinăm lățimea crestăturii echivalente la care t.e.m. din dinte este neglijabilă față de cea transversală din crestătură, pentru care obțin aceeași

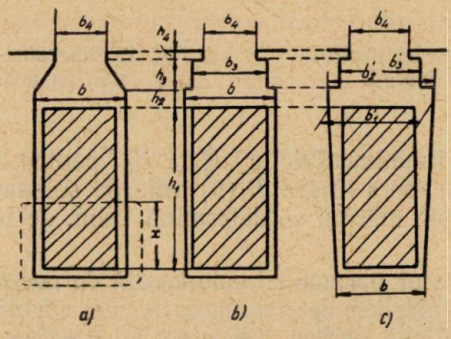


Fig. 3. *a* — notarea dimensiunilor crestăturii; *b* — figura echivalentă primă; *c* — figura echivalentă de calcul.

permeanță de calcul ca la o crestătură pentru care se neglijează tensiunea magnetică din dinte.

$$\oint (dlH) = b_x \cdot H_x + l_{Fe} H_{x\,Fe} = b'_x \cdot H_x \tag{8}$$

de unde se deduce

$$b'_x = b_x + 2\mu_0 \frac{\int_0^x (H_x dx)}{B_x} \tag{9}$$

neglijînd t.e.m. din jugul indusului, ceea ce e acceptabil pentru cazul practic avînd în vedere inducția mică din jugul indusului (~1 Te) față de cea din dinte (~1,5—2 Te).

Rezultă valorile pentru lățimile echivalente de calcul

$$b_1' = b + 2\mu_0 \frac{\int_0^{h_1} (H_x dx)}{B_1} = b + 2\mu_0 \frac{s_1}{B_1}$$

$$b_2' = b + 2\mu_0 \frac{\int_0^{h_1+h_2} (H_x dx)}{B_2} = b + 2\mu_0 \frac{s_2}{B_2}$$

$$b_3' = b_3 + 2\mu_0 \frac{\int_0^{h_1+h_2+h_3} (H_x dx)}{B_3} = b_3 + 2\mu_0 \frac{s_3}{B_3} \qquad (10)$$

$$b_4' = b_4 + 2\mu_0 \frac{\int_0^{h_1+h_2+h_3+h_4} (H_x dx)}{B_4} = b_4 + 2\mu_0 \frac{s_4}{B_4}.$$

În sistemul MKSA

$$b_i' = b_i + 2\mu_0 \cdot \frac{s_i}{B_i}$$

unde $\mu_0 = 0{,}4 \cdot \pi \cdot 10^{-6}$ H/m, s_i este tensiunea magnetică din dinte la înălțimea respectivă h_i (As), B_i fiind inducția reală din crestătură corespunzătoare aceleiași înălțimi (Te). Determinarea inducției din dinte se face conform [1 p. 183]

$$B_{dx}' = \frac{3{,}5 \cdot D}{\pi D_x - b_i \cdot Z} \cdot \frac{l_i}{l_{Fe}} \cdot B_\delta$$

de unde inducția reală

$$B_d = B_d' - 0{,}4\pi \cdot H_x \cdot K_d.$$

Pentru crestătura echivalentă de calcul se pot aplica formulele clasice din literatură, obținînd permeanța ideală a crestăturii de forma

$$\lambda_{cr} = \frac{1}{3} \cdot \frac{h_1}{b_{1rez}'} + \frac{h_2}{b_{2rez}'} + \frac{h_3}{b_3'} + \frac{h_4}{b_4'} \qquad (11)$$

unde pentru $b_{i\,rez}'$ trebuie introdusă valoarea exactă echivalentă [1]

$$b_{1rez}' = \frac{b_1' - b}{2{,}3 \lg \frac{b_1'}{b}} \quad \text{și} \quad b_{2rez}' = \frac{b_2' - b_1'}{2{,}3 \lg \frac{b_2'}{b_1'}}. \qquad (12)$$

Pentru forme diferite ale crestăturii de cea din fig. 3, *a* se aplică aceeași formulă generală (9) pentru determinarea lățimii echivalente. În cazul unui bobinaj în două straturi se aplică formulele clasice cu aceeași corecție.

3.2. Permeanța de dispersie a capetelor de dinți

Fluxul de dispersie al capetelor de dinți se reduce numai la fluxul ce se închide exclusiv prin întrefier, cîmpul de dispersie ce pătrunde în inductor fiind amortizat. Spectrul liniilor de cîmp este identic cu spectrul liniilor cîmpului principal al unei crestături care este lipsită de curent [2]. Se obține o crestătură echivalentă de lățime 2δ, lungimea întrefierului $b_4/2$, iar adîncimea crestăturii $b_h/2$ (fig. 4). Permeanța ideală a unei astfel de crestături este dedusă din expresia [2]

$$\lambda_d = \frac{5\frac{\delta}{b_4}}{5+4\frac{\delta}{b_4}}. \qquad (13)$$

Această formulă este valabilă pentru cazul cînd tensiunea magnetică din

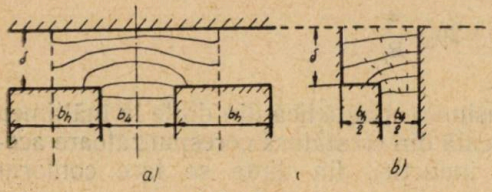


Fig. 4. *a* — cîmpul de dispersie la capetele dinților ; *b* — comparație cu cîmpul principal al crestăturii.

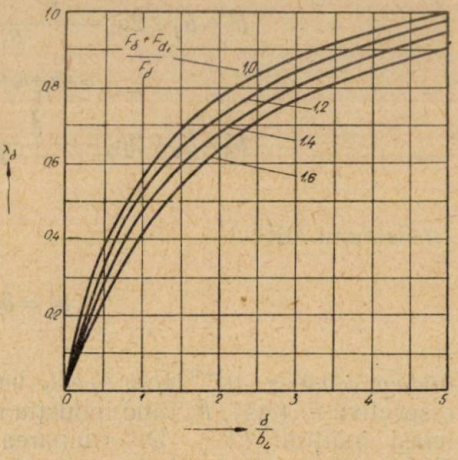


Fig. 5. Permeanța specifică a dispersiei la capetele dinților $\left(\Lambda_d \frac{\delta}{b_4}, \quad \frac{F_\delta + Fd_1}{F_\delta}\right)$

dinte (F_d) este neglijabilă în raport cu tensiunea magnetică din întrefier (F_δ), adică raportul $\frac{F_\delta + F_d}{F_\delta} = 1$. Pentru a determina valoarea λ_d în funcție de saturația dinților indusului se consideră un întrefier echivalent δ', dedus din condiția

$$\delta' H_\delta = \delta H_\delta + F_d$$

de unde

$$\delta' = \delta\left(1 + \frac{F_d}{F_\delta}\right) = \delta\frac{F_\delta + F_d}{F_\delta}. \qquad (14)$$

În fig. 5 sînt date valorile permeanței speciale λ_d, în funcție de raportul $\frac{\delta}{b_4}$, pentru diferite valori ale factorului $(F_\delta + F_{d_1})/F_\delta$.

4. DETERMINAREA VALORILOR SATURATE ALE REACTANȚELOR SINCRONE

După cum s-a arătat în § 2 metoda indicată are la bază determinarea solenațiilor reacției indusului θ'_1, la mașina cu poli înecați și θ'_{al}, θ'_{at} la mașina cu poli proeminenți, pe bază de diagrame obținute din reprezentarea repartiției cîmpului magnetic în întrefier. Calculul solenațiilor se reduce în esență la determinarea factorilor K_l și K_t, care se determină în ipoteza neglijării saturației circuitului magnetic. În lucrările lui R. Richter [1], [2], Kostenco [5], [7] sînt date aceste rezultate. În lucrarea de față se corectează aceste diagrame pentru diferite stări de saturație ale curentului magnetic ($F_R/2F_\delta$, unde s-a notat cu $F_R = 2F_{d_1} + 2F_\delta + F_{j_1}$).

4.1. Mașina cu poli înecați

Coeficientul reacției indusului de-a lungul axei longitudinale $K_{l\infty}$, în ipoteza $\mu_{Fe} = \infty$, este dat de expresia [2], [5]

$$K_{l\infty} = \frac{B_\delta}{B_{\delta 1}} = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{\frac{4}{\pi} \frac{\sin \pi/2 \cdot \gamma}{\frac{\pi}{2}\gamma}} \tag{15}$$

unde γ este valoarea relativă a părții bobinate în comparație cu întregul pas polar (fig. 6).

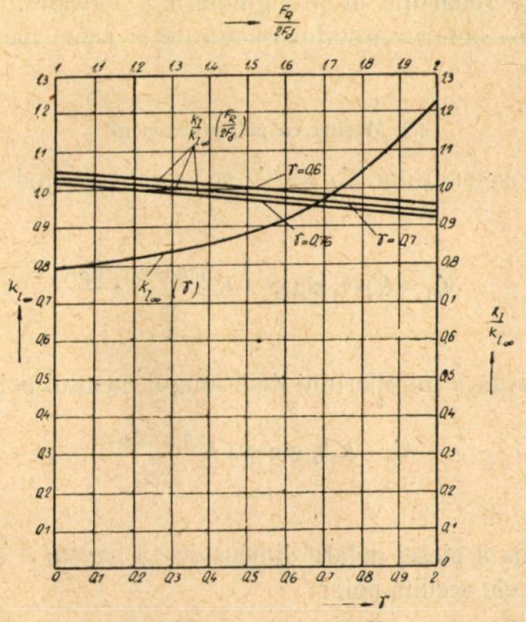


Fig. 6. Factorul $K_{l\infty}$ și raportul $K_l/K_{l\infty}$ pentru mașini sincrone cu poli înecați.

Pentru a ține seama de solicitarea magnetică a fierului se determină curbele cîmpului magnetic pentru rapoarte $F_R/2F_\delta$ diferite, avînd ca parametru γ. Se obțin astfel valorile fundamentalelor $B_{\delta 1}$ și se pot deduce valorile factorilor K_l.

În fig. 6 sînt date curbele $K_l/K_{l\infty}(F_R/2F_\delta)$ avînd parametru pe γ.

Pentru o stare de magnetizare determinată, raportul $K_l/K_{l\infty}$ se poate deduce din curbele $K_l/K_{l\infty}(_R/2F_\delta)$ date în fig. 6 iar prin înmulțire cu $K_{l\infty}$ din fig. 6 se obține factorul căutat K_l. Se poate obține astfel

$$\theta_l' = g \cdot I \cdot K_l \tag{17}$$

unde $g = 2\sqrt{2}/\pi \cdot m \frac{w_1 \cdot \xi}{p}$ [1].

Din curba de mers în gol $E(\theta)$, valoarea t.e.m., E_1 rezultă pentru θ_l' și deci se poate calcula reactanța sincronă $X_a = E_1/I$. Se observă din fig. 6 că factorul $K_{l\infty}$ trebuie majorat pînă la un anumit raport al factorului de saturație $F_R/2F_\delta$, aceasta este explicabil întrucît $K_{l\infty}$ este determinat în ipoteza înlocuirii înfășurării indusului cu o înfășurare uniform distribuită avînd factorul de înfășurare $\xi_2 = \frac{\sin \frac{\pi}{2}\gamma}{\frac{\pi}{2}\gamma}$; se obține astfel o valoare medie aproximativă considerînd o repartiție dreptunghiulară a tensiunii magnetomotoare, valoarea prea mică pentru circuite nesaturate și prea mare pentru circuite saturate.

4.2. Mașina cu poli proeminenți

Determinarea solenațiilor θ_{al}' și θ_{at}' se face cunoscînd factorii K_l și K_q, din expresiile [2]

$$\theta_{al}' = K_l \cdot \theta_1 \sin \psi + K \frac{\theta_1 \cos \psi}{\frac{\delta_0}{\tau}} \cdot \frac{b_p}{\tau} \tag{18}$$

la lărgimea constantă a întrefierului de-a lungul pasului polar, și

$$\theta_{al}' = K_l \theta_1 \sin \psi + k \frac{\theta_1 \cos \psi}{\frac{\delta_0}{\tau}} \tag{19}$$

în cazul unei forme a piesei polare dimensionată pentru o curbă sinusoidală a cîmpului în limitele arcului polar

$$\theta_{at}' = K_t \theta_1 \cdot \cos \psi. \tag{20}$$

Factorii K_l, K_t sînt determinați în lucrările lui Kostenco și Wiesemann, în ipoteza neglijării saturației curentului magnetic [7], ca funcție de: factorul de acoperire polară α, $\frac{\delta_{min}}{\tau_p}$ și $\frac{\delta_{max}}{\delta_{min}}$.

Pentru a ține seama de solicitarea magnetică a indusului se folosesc aceste diagrame corectate, determinate din alura curbei cîmpului pentru diferite solicitări magnetice. În fig. 7, 8 și 9 sînt date aceste diagrame corectate, prelucrate după Kostenco și Richter *X* [2], [7]. Raportul $K_l/K_{l\infty}$ și factorul

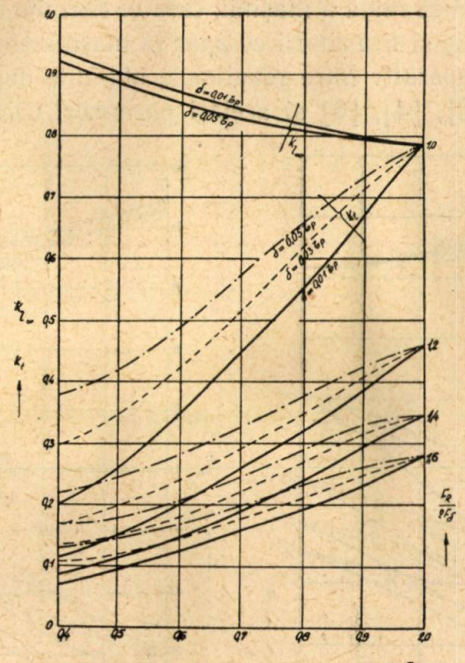


Fig. 7. Curbele coeficienților $K(\alpha)$ și $\overrightarrow{K_t}(\alpha)$ pentru piese polare cu întrefier constant sub pol $\delta_{max}/\delta_{min}=1$).

K care ține seama de influența cîmpului transversal asupra cîmpului longitudinal, depind numai de raportul $F_R/2F\delta$ și sînt deduse de R. Richter în [2 pag. 186].

Solenația θ_1 este dată de

$$\theta_1 = g \cdot I_1 . \qquad (21)$$

Unghiul ψ se determină din diagrama t.e.m. cunoscînd tensiunea U, curentul I, defazajul φ, reactanța de dispersie X_0 și calculînd în prealabil valoarea K_t.

Se calculează valoarea aproximativă $\theta_1' = K_t\theta_1$ și se deduce din curba de mers în gol $E(\theta)$ valoarea E_{t_0}, care fixează punctul C din fig. 2, și cu relația (3) și (4) se determină reactanțele X_{al} și X_{at}.

5. CONCLUZII

Reactanțele calculate după metoda indicată sînt determinate ținînd cont de solicitarea magnetică reală a mașinii, ceea ce permite un studiu mai exact al fenomenelor stabile și tranzitorii ce apar la mașina sincronă. În încheiere se dă un calcul comparativ între rezultatele obținute după metoda indicată în literatură [2], [3], [4], [6] și aceiași parametri calculați după metoda

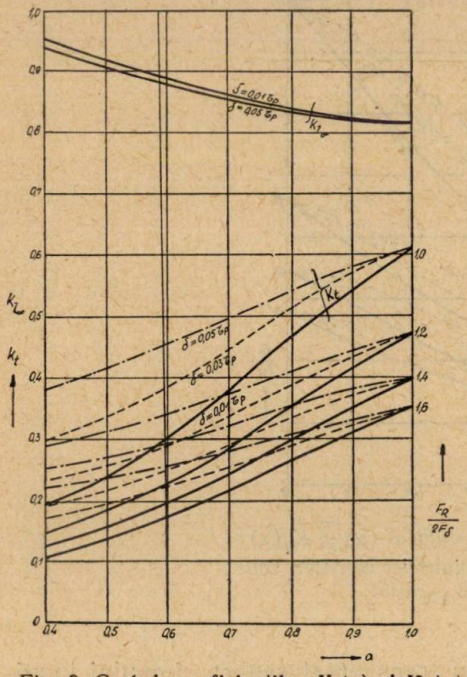


Fig. 8. Curbele coeficienților $K_l(\alpha)$ și $K_t(\alpha)$ pentru diferite valori δ_{min}/τ_p=ct pentru $\delta_{max}/\delta_{min}=1{,}5$

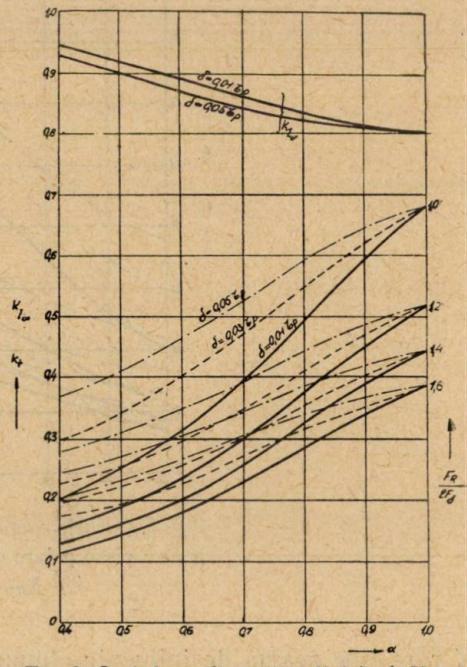


Fig. 9. Curbele coeficienților $K_l(\alpha)$ și $K_t(\alpha)$ pentru diferite valori δ_{min}/τ_p=ct pentru $\delta_{max}/\delta_{min}=2{,}0$

propusă. Se observă valori sensibil deosebite ceea ce ne duce la erori în aprecierea cantitativă a fenomenelor ce au loc în regimul tranzitoriu.

Reactanțele sînt calculate pentru un generator sincron cu poli proeminenți cu următoarele date: P_N=90 MVA, U_A=13 800 V, f=50 Hz, cos φ= =0,8, n=83,3 rpm, I=3 765 A, $2p$=72, Z_N=2,12 Ω.

Tipul de reactanță		Reactanțe nesaturate		Reactanțe saturate		Reactanțe saturate calculate după metoda propusă		$\varepsilon_1\% = \frac{(x)_4-(x)_6}{(x)_2}100\ \%$	$\varepsilon_2\% = \frac{(x)_4-(x)_6}{(x)_4}100\ \%$
		Ω	val. relat.	Ω	val. relat.	Ω	val. relat.		
1		2	3	4	5	6	7	8	9
X_σ	X_{cr}	0,199	0,094	0,1925	0,0908	0,173	0,0817	9,8	10,1
	X_d	0,069	0,0326	0,0657	0,031	0,0505	0,0238	22	23,1
	X_t	0,0268	0,0126	0,0268	0,0126	0,0268	0,0126	0	0
	$\sum X$	0,2948	0,139	0,285	0,134	0,270	0,127	5	5,0
X_{al}		1,44	0,68	1,37	0 645	1,29	0,61	5,55	5,84
X_{at}		0,216	0,432	0,873	0,412	0,685	0,322	19,5	21,6
$X=X_s+X_{al}$		1,735	0,82	1,655	0,782	1,560	0,735	5,44	5,75
$X_t=X_s=X_{at}$		1,211	0,572	1,158	0,546	0,955	0,450	16,8	17,6

BIBLIOGRAFIE

1. Richter R., *Mașini electrice*, Ed. Tehnică, București, 1958, vol. I.
2. Richter R., *Mașini electrice*, Ed. Tehnică, București, 1959, vol. II.
3. Postnicov I. M., *Proiectarea mașinilor electrice* (traducere din limba rusă) Editura energetică de stat (București, 1954).
4. Piotrovski L. M., *Mașini electrice* (traducere din limba rusă), Editura energetică de stat, (București), 1953.
5. Kostenco M. P., *Mașini electrice speciale* (traducere din limba rusă numai pentru documentare), Editura energetică de stat, (București), 1955.
6. Liwschitz M., *Die elektrischen Maschinen*, Verlag und Druck von B. G. Teubner, Leipzig und Berlin, 1934, Band III.
7. Kostenco M. P. și Conic B. E. *Determinarea fundamentalei și armonicei a treia a cîmpului indusului și a cîmpului polilor unei mașini sincrone cu poli aparenți* [in] *Probleme noi privind calculul și construcția mașinilor electrice*, Editura Acad. R.P.R., Institutul de studii romîno-sovietic, Biblioteca analelor romîno-sovietice, seria tehnică nr. 10, (București), 1953, pag. 27—40.

МЕТОД РАСЧЕТА НАСЫЩЕННЫХ РЕАКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ СИНХРОННЫХ МАШИН

(РЕЗЮМЕ)

В работе предлагается метод расчета для определения насыщенных реактивных сопротивлений синхронных явнополюсных и неявнополюсных генераторов. Влияние насыщения является более существенным при реактивном сопротивлении дисперсности X_d и при синхронных продольном и поперечном (X_{al} и X_{at}) реактивных сопротивлениях. Дисперсное реактивное сопротивление определяется на основе эквивалентного паза, а синхронные реактивные сопротивления определяется из кривой холостого хода, будучи известны значения реакции магните движущей силы якоря.

Данный метод может быть легко применем в проектировании синхронных машин.

METHODE DE CALCUL DES REACTANCES SATUREES DE MACHINES SYNCHRONES

(RÉSUMÉ)

On présente dans cet ouvrage une méthode de calcul pour la détermination des réactances saturées des générateurs synchrones à pôles saillants et à rotor lisse.

La saturation a de l'influence sur la réactance de fuite X_d et sur les réastances synchrones longitudinale et transversale (X_{al} et X_{at}). On détermine la réactance de fuite a l'aide d'une encoche équivalente et les réactances synchrones d'après la caracteristique à vide en connaissant les valeurs des ampéres-tours de réaction d'induit.

On peut sans dificulté appliquer cette méthode dans le calcul des machines synchrones.

ASUPRA REGLĂRII TURAȚIEI MOTORULUI DE INDUCȚIE, PRIN CONECTAREA ÎN CASCADĂ ȘI PRIN INTERMEDIUL FRECVENȚEI STATORICE

DE

DORDEA TOMA

1. PREZENTAREA PROBLEMEI

Reglarea economică a turației motoarelor de inducție, este o problemă centrală și actuală în acționările electrice moderne. În special la motoarele de inducție de putere mare se utilizează montajul în cascadă, prin intermediul căruia puterea de alunecare din circuitul rotoric se trece înapoi rețelei de alimentare. Schemele în cascadă s-au realizat în cea mai mare parte prin utilizarea ca mașini auxiliare, a mașinilor de curent alternativ cu colector. În ultimul timp s-a început să se utilizeze scheme în cascadă, cu ventile, în care curentul rotoric este mai întîi redresat prin intermediul unui redresor cu arc în vapori de mercur [2] sau cu diode [3], iar curentul continuu obținut este ondulat apoi prin intermediul unui invertor, la frecvența rețelei de alimentare (2 și 3), sau a unui grup rotativ convertizor, compus dintr-o mașină de curent continuu, cuplată cu o mașină sincronă [4].

În același timp se depun eforturi tot mai mari de a se executa modificatoare de frecvență astfel ca să se poată regla turația mașinii de inducție prin intermediul frecvenței din circuitul statoric [1].

Ținînd cont de cost, de randament și de simplicitate, sistemul de cascadă cu ventile se impune față de sistemul cu mașini rotative, la reglarea turației prin intermediul rotorului, datorită progreselor realizate în construcția redresoarelor și invertoarelor.

Se pune problema alegerii între metode de reglare a turației prin intermediul modificării frecvenței statorice și a celei prin intermediul rotorului.

În lucrarea prezentă se urmărește problema caracteristicilor mecanice la mașina de inducție a cărei turație se reglează fie prin intermediul circuitului rotoric în cazul general (schema în cascadă), fie prin intermediul frecvenței statorice, ținîndu-se cont și de circuitul de magnetizare al mașinii. În mod obișnuit se urmărește numai circuitul rotoric, din cauza complexității relațiilor, curentul primar obținîndu-se prin adăugarea curentului de magnetizare la curentul rotoric redus la stator [2], [3], [4 p. 466] ceea ce este valabil numai cu o anumită aproximație.

2. CAZUL GENERAL DE CASCADĂ

Pentru urmărirea comportării mașinii de inducție în schema de cascadă se fac următoarele ipoteze :

— se consideră că parametrii mașinii — rezistențele și inductivitățile — sînt constanți,

— tensiunile și curenții mașinii variază sinusoidal în timp,

— circuitele în serie cu circuitul rotoric al mașinii de inducție se echivalează printr-o rezistență R_a, o inductivitate L_a constante și o tensiune auxiliară U_a.

Cu aceste ipoteze se poate utiliza calculul simbolic.

Schema monofilară de legături, corespunzătoare, este cea din fig. 1. Schema echivalentă, pentru calcul, este dată în fig. 2 în care toate mărimile corespunzătoare circuitului rotoric sînt reduse la stator.

În ceea ce privește tensiunea auxiliară U_a o privim ca tensiunea la bornele circuitului în serie cu circuitul rotoric și impendanța auxiliară Z_a, prin urmare depinde de mașinile și instalațiile auxiliare utilizate pentru reglarea turației cascadei. O valoare și o fază oarecare a tensiunii U_a se pot

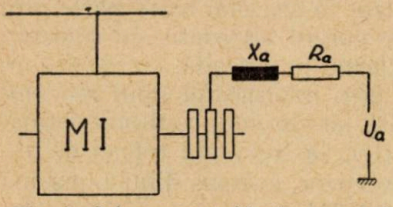


Fig. 1. Schema monofilară a mașinii de inducție cuplată în cascadă.

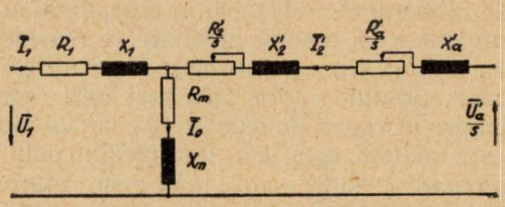


Fig. 2. Schema electrică echivalehntă a mașinii de inducție cuplată în cascadă.

stabili prin intermediul excitațiilor mașinilor auxiliare sau prin comenzile de grilă în cazul ventilelor comandate. Pentru funcționarea mașinii de inducție în regim stabilit, interesează numai valoarea și faza tensiunii U_a și nu modul în care se obține.

În ceea ce privește mașinile auxiliare, care intră în compoziția cascadei, acestea pot fi pe același arbore cu mașina principală MI, a cărei turație se modifică, cînd tensiunea auxiliară este proporțională cu turația mașinii MI, deci cu $1—s$, s fiind alunecarea, sau ele pot fi antrenate de motoare separate, cînd U_a nu mai este proporțională cu $(1—s)$ [5, p. 467, 469].

Considerînd cazul general de cascadă, în care tensiunea auxiliară constă din însumarea tensiunilor a două grupuri de mașini auxiliare, corespunzătoare celor două moduri de antrenare, se poate considera pentru tensiunea suplimentară redusă la primar, expresia [5, rel. (549) și 522]

$$\bar{U}'_a=[a—a_1s+j(b—b_1s)]\bar{U}_1+[c—c_1s+j(d—d_1s)+js(e—e_1s)]\bar{I}'_2 \quad (2.1)$$

sau scriind prescurtat pentru simplificare

$$\bar{U}'_a = \bar{A} \cdot \bar{U}_1 + \bar{B} \cdot \bar{I}'_2$$

unde:

$$\bar{A} = a - a_1 s + j(b - b_1 s) \tag{2.2}$$

$$\bar{B} = c - c_1 s + j(d - d_1 s) + js(e - e_1 s)$$

Pentru cascadele formate cu mașini auxiliare rotative, la care tensiunile induse sînt proporționale cu fluxurile și vitezele de rotație, mărimile a, b, c, d, e, a_1, b_1, c_1, d_1 și e_1 sînt constante, dependența lui $\bar{U}_a$ de alunecare fiind cea care rezultă explicit din (2.2).

În cazul în care cascada este cu ventile de tipul redresor-invertor sau redresor-grup convertizor invertor, atunci mărimile a_1, b_1 nu mai sînt constante ci depind de alunecarea s după anumite funcțiuni. În acest caz este suficient să se considere numai a, b, c și d în locul celor 10 mărimi, dar ca funcțiuni de alunecare, după tipul cascadei.

În conformitate cu schema echivalentă din fig. 2, relațiile dintre curenți și tensiuni sînt:

$$\begin{aligned} \bar{U}_1 &= -\bar{U}_{e1} + \bar{Z}_1 \cdot \bar{I}_1 \\ \bar{U}_{e1} &= \bar{Z}'_2 \bar{I}'_2 + \bar{Z}'_a \bar{I}'_2 + \frac{\bar{U}'_a}{s} \\ \bar{I}_0 &= \bar{I}_1 + \bar{I}'_2 \\ -\bar{U}_{e1} &= \bar{Z}_m I_0 \end{aligned} \tag{2.3}$$

unde:

$\bar{U}_{e1}$ — t.e.m. indusă în înfășurarea primară de către cîmpul principal al mașinii,

$\bar{Z}_1 = R_1 + jX_1$

R_1, X_1 — rezistența, respectiv reactanța de dispersie a înfășurării primare,

$Z'_2 = \frac{R'_2}{s} + jX'_1$

R'_2, X'_2 — rezistența, respectiv reactanța înfășurării secundare redusă la primar,

$\bar{Z}_m = R_m + jX_m$,

R_m — rezistența corespunzătoare pierderilor în fier, iar

X_m — reactanța de magnetizare a mașinii.

$\bar{Z}'_a = \frac{R'_a}{s} + jX'_a$ — impedanța auxiliară redusă la stator.

Notînd pentru simplificare

$$\bar{C}_T = 1 + \frac{\bar{Z}_1}{\bar{Z}_m}$$

$$\bar{Z}'_{2e} = \bar{Z}'_2 + \bar{Z}'_a + \frac{\bar{B}}{s} \tag{2.4}$$

$$\bar{g} = \frac{\bar{A}}{s}$$

$$\bar{D} = D_r + jD_i = \bar{B} - \frac{\bar{A}}{1+\bar{g}\cdot\bar{C}_T}(\bar{Z}_1 + \bar{C}_T\bar{Z}'_{2e})$$

$$\bar{h} = h_r + jh_i = 1 + \bar{g}\bar{C}_T$$

$$\bar{Z}_{12e} = \bar{Z}_1 + \bar{C}_T\bar{Z}'_{2e}$$

soluționarea sistemului de ecuații (2.2) duce la :

$$\bar{U}_{e1} = -\frac{\bar{Z}'_{2e} - \bar{g}\bar{Z}_1}{\bar{Z}_{12e}}\bar{U}_1$$

$$\bar{I}'_2 = -\frac{\bar{h}}{\bar{Z}_{12e}}\bar{U}_1 \tag{2.5}$$

$$\bar{U}'_a = \bar{D}\cdot\bar{I}'_2$$

$$\bar{I}_1 = \frac{\bar{Z}'_{2e} + (1+\bar{g})\bar{Z}_m}{\bar{Z}_m\cdot\bar{Z}_{12e}}\bar{U}_1$$

Cu acestea se poate determina cuplul electromagnetic M, dezvoltat de mașina de inducție, ținînd cont că :

$$M\cdot\Omega_1 = M\Omega + m_1(R'_2 + R'_a + D_r)I'^2_2$$

unde

$\Omega_1 = \frac{2\pi f_1}{p}$, viteza unghiulară sincronă,

$\Omega = 2\pi n$, viteza unghiulară de rotație,

m_1, m_2 — numărul fazelor înfășurării primare, respectiv secundare,

p — numărul perechilor de poli.

Cu acestea expresia cuplului electromagnetic dezvoltat în mașină, devine :

$$M = \frac{m_1\cdot U_1^2}{\Omega_1}\cdot\frac{h^2}{Z^2_{12e}}\cdot\frac{R'_2 + R'_a + D_r}{s}. \tag{2.6}$$

Această expresie generalizează expresia cuplului electromagnetic al mașinii obișnuite și este valabilă și pentru grupurile în cascadă cu ventile, dacă

se consideră pentru circuitul rotoric al mașinii armonica fundamentală a curentului rotoric, sau un curent sinusoidal echivalent. Se remarcă faptul că din motive de funcționare a mașinii nu se recomandă utilizarea unei scheme cu punct neutru pentru redresor, din cauza componentei continui, ci numai scheme în punte, așa cum se face în practică.

Cu ajutorul relațiilor (2.5), (2.6) și a celor de definiție (2.4), se poate urmări complet funcționarea mașinii în cascadă cu mașini rotative auxiliare și cu suficientă aproximație și în cazul cascadelor cu ventile.

Este util a se urmări funcționarea mașinii de inducție în cîteva cazuri tipice de montaje în cascadă, din punctul de vedere al caracteristicilor mecanice, spre a deduce schema cea mai corespunzătoare.

3. TENSIUNEA AUXILIARĂ U_a ARE VALOAREA ȘI FAZA CONSTANTE, INDEPENDENTE DE SARCINĂ

Acesta este cazul specific al cascadei, care mașina auxiliară este un modificator de frecvență rotativ necompensat, sau compensat dar funcționează la valori mici ale alunecării [5, p. 460], periile de pe colector fiind fixe.

Inelele modificatorului de frecvență, rotativ sînt conectate la o tensiune de asemenea fixă, spre exemplu direct, sau prin intermediul unui transformator, la tensiunea U_1.

În acest caz $c=d=e=a_1=b_1=c_1=d_1=e_1=0$ iar pentru tensiunea auxiliară U'_a din (2.1) se obține:

$$\bar{U}'_a=(a+jb)\bar{U}_1 . \tag{3.1}$$

În această relație a și b sînt constante cari se determină din condiții de funcționare impuse cascadei. Cele două condiții cari se impun, necesare pentru determinarea lui a și b, sînt următoarele:

— la mersul în gol, cînd cuplul electromagnetic M este nul, mașina de inducție să funcționeze cu o anumită alunecare impusă, s_0;

— la mersul în gol mașina de inducție să fie excitată în rotor de asemenea într-o măsură anumită, impusă.

Se remarcă faptul că la mersul în gol cu alunecarea s_0, în cazul în care mașina de inducție se excită parțial sau total în rotor, atunci $I'_2 \neq 0$ și din (2.5) rezultă că și $h \neq 0$. Cum $Z_{12e} \neq 0$, însemnă că $M=0$ cum rezultă din (2.6) numai dacă

$$R'_2 + R'_a + D_r = 0.$$

Aceasta înseamnă că dacă la mersul în gol curentul rotoric $\bar{I}'_2$ are o componentă după direcția lui $\bar{U}'_a$, aceasta nu poate fi decît în opoziție și corespunde pierderilor în rezistența $R'_2+R'_a$. În consecință pentru ca cuplul electromagnetic M al mașinii să fie nul, trebuie ca puterea activă consumată în circuitul rotoric, să fie dată de către mașinile auxiliare și nu de către stator. Pentru cuplu nul statorul nu transferă rotorului putere activă, dar poate transfera putere reactivă. În consecință pentru urmărirea comportării cascadei în acest regim trebuiesc stabilite relațiile corespunzătoare celor

două condiții enunțate: alunecarea s_0 și valoarea curentului I'_2 pentru $M=0$. Din (2.5) se determină h în funcție de I'_2, U_1 și s_0, iar din condiția ca pentru $s=s_0$, $M=0$ rezultă a 2-a ecuație, prin urmare a și b se determină din condițiile:

$$h^2=\frac{I'^2_2}{U^2_1}Z^2_{12e} \tag{3.2}$$

$$R'_2+R'_a+D_r=0$$

care rămîn apoi constante pentru variația sarcinii de la 0 la valoarea maximă. În ipoteza că constanta mașinii C_T se consideră ca o mărime reală, ceea ce revine la a neglija rezistențele R_1 și R_m, față de reactanțele respective X_1 și X_m, lucru care se poate face, deoarece la mașinile obișnuite unghiul format de $\overline{C}_T$ cu axa reală este în jur de $1\div2°$, ecuațiile (3.2) devin:

$$\left(\frac{C_T}{s_0}\right)^2(a^2+b^2)+2\frac{C_T}{s_0}a+1-\frac{I'^2_2}{U^2_1}Z^2_{12e}=0 \tag{3.3}$$

$$C_TR_1(a^2+b^2)+a[s_0R_1-C_T(R'_2+R'_a)]-b\cdot s_0X_{12e}+s_0(R'_2+R'_a)=0$$

și acestea două împreună definesc pe a și b și prin urmare pe U'_a.

Pentru a urmări efectiv comportarea mașinii de inducție în montajul în cascadă, considerăm un caz concret. Fie mașina cu inele colectoare de 500 kW, $U_1=1\,730$ V, cu tensiunea înlănțuită de 3 000 V, frecvența 50 Hz și turația sincronă 1 000 rpm, iar parametrii au valorile [6, p. 217]: $m_1=m_2=3$; $R_1=0{,}173\ \Omega$; $R_2=0{,}00833\ \Omega$; $R'_2=0{,}19\ \Omega$; $X_1=1{,}4\ \Omega$; $X_2=0{,}073\ \Omega$; $X'_2=1{,}63\ \Omega$; $Z_m=56{,}7\ \Omega$; $R_m=2{,}65\ \Omega$; $X_m=56{,}7\ \Omega$. Cu aceste date rezultă $C_T=1{,}025$. Admițînd că $R_a=R_2$ și $X_a=X_2$, care ar corespunde mașinilor auxiliare. În fig. 3 sînt reprezentate caracteristicile mecanice ale mașinii considerate, pentru cazul $R_a=R_2$, $X_a=X_2$ și $I'_2=0$ la $s=s_0$. În acest caz din condiția ca $h=0$, din (2.4) rezultă $b=0$, $a=s_0/C_T$. Curba *0* corespunde mașinii singure și reprezintă caracteristica naturală, deci $U'_a=0$ și $Z'_a=0$. Curbele *1*, *2*, *3* și *4* corespund montajului în cascadă, cu $R_a=R_2$, $X_a=X_2$ și respectiv pentru alunecările la mers în gol de: $s_0=0$; 0,1; 0,4 și 0,8. Se observă că are loc o reducere masi cuplului de răsturnare cu creșterea

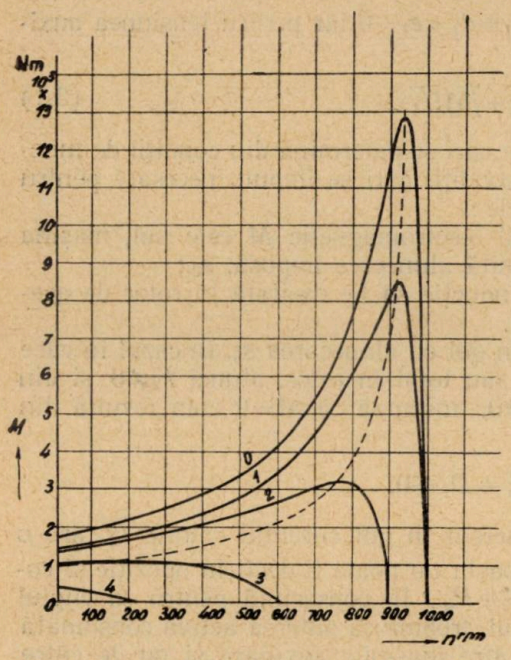


Fig. 3. Caracteristictile mecanice ale cascadei cu tensiune auxiliară constantă ca valoare și fază pentru turațiile de mers în gol de 1 000, 900, 600 și 200 rpm.

alunecării s_0, ceea ce face ca această schemă cu modificator de frecvență necompensat, cu fază fixă a tensiunii suplimentare U_a să nu fie recomandabil decît pentru valori mici ale alunecării de la mers în gol s_0.

Atît randamentul cît și factorul de putere al mașinii considerate au valori scăzute din cauză că la cuplu diferit de zero, are loc un transfer de putere reactivă de la mașina primară spre mașinile auxiliare, care încarcă circuitele mașinii, reducîndu-i astfel puterea. Din această cauză, la utilizarea cascadei cu modificator de frecvență, cu tensiune auxiliară constantă ca valoare și fază, este recomandabil ca la mersul în gol să se excite parțial mașina în rotor, astfel ca la o anumită încărcare curentul I_2 să fie în fază cu tensiunea auxiliară U_a și în acest fel să se mărească capacitatea de încărcare a mașinii.

În ceea ce privește forma curbei loc geometric a curentului primar I_1, cum rezultă simplu din (2.5) ea este un cerc, a cărui poziție depinde de valorile lui a și b.

4. TENSIUNEA AUXILIARĂ ARE VALOARE CONSTANTĂ DAR FAZĂ VARIABILĂ CU SARCINA

Acesta este cazul cascadei, în care mașina auxiliară este un modificator de frecvență cu periile deplasabile pe colector, sau faza tensiunii la inele variabilă cu sarcina, sau poate fi un grup de mașini de curent alternativ cu colector comandate potrivit. Tot aici se încadrează și cascadele cu ventile, care încep să obțină în ultimul timp o largă dezvoltare. La acestea, așa cum s-a precizat la pct. 2°, se consideră curenții rotorici ca sinusoidali, luîndu-se armonicile fundamentale.

Ținînd cont că în cazul cascadelor cu ventile, cînd în circuitul rotoric se utilizează grupul redresor-invertor, puterea reactivă necesară comutației ventilelor fiind furnizată de către mașina de inducție a cărei viteză se reglează, înseamnă că trebuie să se considere un defazaj variabil cu sarcina, între curentul rotoric I_2 și tensiunea auxiliară $\overline{U}_a$.

Dacă γ este unghiul de acoperire a fazelor redresorului pe durata de comutație, I_d — curentul rotoric redresat, X_{21e} — reactanța totală de dispersie a mașinii de inducție, inclusiv cea corespunzătoare rețelei primare de alimentare, redusă la rotor, atunci conform [7, pag. 181] :

$$\cos\gamma = 1 - \frac{I_d \cdot X_{21e}}{U_a \cdot \sqrt{2}\sin\frac{\pi}{m_2}} \tag{4.1}$$

iar relația între curentul redresat I_d și valoarea efectivă a curentului rotoric I_2 fiind la schema cu nul [7, p. 181] :

$$I_2 = \frac{I_d}{\sqrt{m_2}}\sqrt{1 - m_2\psi(\gamma)} \tag{4.2-a}$$

iar pentru schema în punte

$$I_2 = I_d\sqrt{\frac{2}{m_2}}\sqrt{1 - m_2\psi(\gamma)} \tag{4.2-b}$$

unde $\psi(\gamma)$ este funcțiunea [7, p. 181]

$$\psi(\gamma)=\frac{(2+\cos\gamma)\sin\gamma-(1+2\cos\gamma)\gamma}{2\pi(1-\cos\gamma)^2}. \tag{4.3}$$

Din relațiile (4.1) ... (4.3), la U_a dat, pentru un anumit I_d se poate cunoaște γ și apoi I_2, în consecință pentru o anumită valoare a tensiunii auxiliare U_a se poate determina $\gamma=f(I_2)$.

Se consideră ca defazaj între tensiunea U_a și curentul rotoric I_2 jumătate din unghiul de acoperire a fazelor [2 și 3], adică $\frac{\gamma}{2}$.

Cum se vede cascada cu ventile nu poate funcționa decît dacă trece prin mașină puterea reactivă necesară comutației, care nu contribuie la cuplul electromagnetic. Cum funcționarea cascadei cu curentul I_2 în fază cu tensiunea auxiliară U_a nu poate avea loc decît în cazul cascadelor cu mașini auxiliare, care se pot comanda în mod potrivit, înseamnă că o mașină de inducție se comportă mai bine în cazul cascadei cu mașini auxiliare rotative decît cu ventile, însă problema costului și randamentului global al cascadei este favorabilă cascadei cu ventile, cu toate că factorul de putere al acestei cascade este mic, așa cum confirmă practica [2].

Pentru studierea acestei cascade, tensiunea auxiliară are aceeași expresie din (3.1), numai că de astădată a și b nu mai sînt mărimi constante, ci variabile cu alunecarea mașinii.

Valoarea tensiunii auxiliare U_a se determină de la mersul în gol, cînd se impune ca mașina să fie excitată într-o proporție oarecare și în rotor. În consecință pentru alunecarea s_0 se determină din (3.3) a și b și deci U_a, care rămîne apoi constantă. O a doua relație se obține din condiția ca I_2 să fie defazat față de U_a cu unghiul $\frac{\gamma}{2}$. Prin urmare cele două relații care determină pe a și b pentru fiecare valoare a alunecării mașinii de inducție sînt:

$$a^2+b^2=U_a'^2$$

$$\frac{D_i}{D_r}=\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} \tag{4.4}$$

unde D_i și D_r se calculează din (2.4) în care se păstrează din expresia lui U_a numai mărimile a și b.

Rezolvarea relațiilor (4.4), duce la expresiile următoare pentru a și b:

$$a=\frac{\lambda_0^2}{\lambda(1+\varepsilon^2)}\left(1+\varepsilon\sqrt{\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^2+\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^2\beta^2-1}\right) \tag{4.5}$$

$$b=\frac{\lambda_0^2}{\lambda(1+\varepsilon^2)}\left(\varepsilon-\sqrt{\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^2+\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^2\varepsilon^2-1}\right)$$

unde s-a notat pentru simplificare:

$$\lambda=-\frac{s}{C_T}$$

$$\lambda_0 = -U'_a \tag{4.6}$$

$$\varepsilon = \frac{X_{12e} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} + R_{12e}}{X_{12e} - R_{12e} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}.$$

În cazul cascadei cu ventile, deoarece γ scade cu curentul, înseamnă că la mersul în gol curentul I_2 este nul de asemenea și γ ; prin urmare din (2.5) rezultă că pentru $s = s_0$, $h = 0$, deci $a = -\frac{s_0}{C_T}$, $b = 0$ și în consecință

$$U'_a = \frac{s_0}{C_T} U_1.$$

În acest fel pentru o anumită valoare a alunecării, se admite în primă aproximație γ, se calculează cu (4.6), (4.5) a și b, din (2.5) se calculează I'_2 și se verifică γ ales. Se refac calculele cu un nou γ și se consideră ca valabile acele valori, pentru care se găsește final pentru γ caloarea admisă. În acest fel se pot calcula punct cu punct toate mărimile care interesează.

Deoarece sistemul de cascadă, la care curentul I'_2 este în fază cu tensiunea auxiliară U'_a, este superior cascadei cu ventile, datorită absenței puterii reactive și din această cauză este o limită a cascadei cu ventile, considerăm acest caz

În fig. 4 sînt reprezentate caracteristicile mecanice $M = f(n)$ pentru mașina de la pct. 3° în ipoteza $R_a = R_2$ și $X_a = X_2$ și alunecările la mers în gol $s_0 = 0$; 0,1 ; 0,4 ; 0,8 notate cu 0, 1, 2, 3, 4. În aceeași figură sînt trecute și caracteristicile mecanice, pentru aceleași valori ale alunecării s_0, dar pentru $R_a = X_a = 0$ spre a vedea influența impedanței auxiliare. Se observă de la început că funcționarea cascadei cu tensiune auxiliară constată și fază variabilă, lucru care se realizează de la sine la cascada cu ventile, este mult superioară cascadei cu modificator, la care tensiunea auxiliară este constantă ca mărime și fază. Compararea caracteristicilor din fig. 4 cu cele din fig. 3 arată clar influența defavorabilă a puterii reactive din mașină. Aceasta reduce în foarte mare măsură cuplul de răsturnare al mașinii.

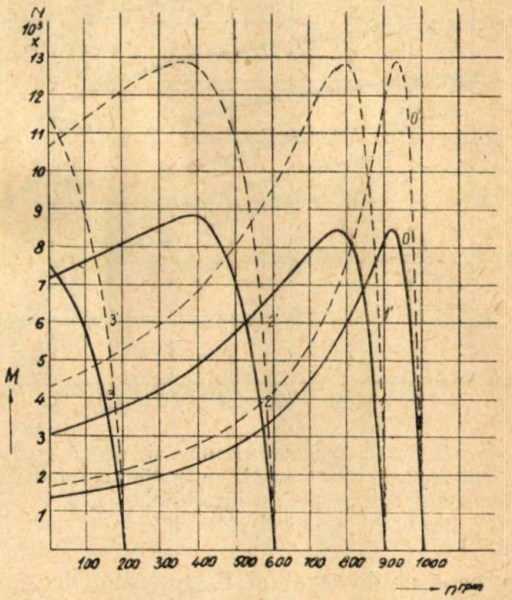


Fig. 4. Caracteristicile mecanice ale cascadei cu tensiune auxiliară constantă ca valoare, dar variabilă ca fază pentru aceleași turații de mers în gol oca în fig. 3. Curbele pline coroespund cazului $R_a = R_2$, $X_a = X_2$, iar cele cu linie întreruptă, cazului $Z_a = 0$.

Din fig. 4 rezultă că, dacă dorim să păstrăm practic constant cuplul de răsturnare al mașinii, atunci trebuie ca la inelele mașinii de inducție tensiunea auxiliară să fie constantă și în fază cu curentul rotoric, eventualele căderi de tensiune trebuind să fie preluate de către mașinile auxiliare, respectiv grupul redresor-invertor. Influența rezistenței auxiliare R_a este aceeași ca și în cazul unei mașini obișnuite și anume mărește alunecarea de răsturnare, dar aici în măsură mai mică din cauza prezenței termenului D_r, corespunzător puterii active ce se recuperează. În schimb inductivitatea auxiliară L_a are o influență foarte mare, reducînd valoarea cuplului de răsturnare.

În consecință la cascada cu ventile, invertorul trebuie să fie prevăzut cu comandă complexă, atît pentru stabilirea turației la mersul în gol, cît și pentru compensarea căderilor de tensiune, deci cu acțiune de compoundare, dependentă de sarcină.

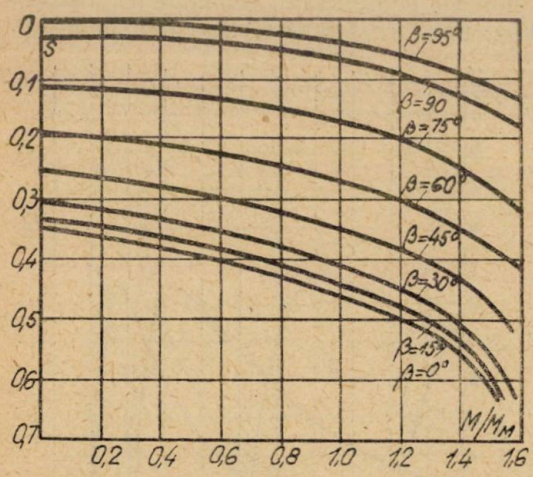


Fig. 5. Caracteristicile mecanice ale unei mașini de inducție cuplată în cascadă cu ventile pentru diferite unghiuri de comandă a invertorului [L 2, fig. 5] pentru o mașină de 4 500 kW, 1 500 rpm.

În consecință, din punctul de vedere al caracteristicilor mecanice sistemul de cascadă cel mai bun este cel cu mașini auxiliare rotative, la care se poate obține un cuplu de răsturnare practic constant. Sistemul de cascadă cu ventile se caracterizează prin reducerea cuplului de răsturnare și această reducere este cu atît mai mare cu cît reactanța totală a mașinii, redusă la rotor este mai mare, căci de ea depinde puterea necesară comutației.

O confirmare experimentală o constituie caracteristicile mecanice ridicate cu o cascadă cu ventile [2, fig. 5] utilizată pentru acționarea unui compresor centrifugal al magistralei de gaz Stavropol-Moscova, motorul fiind de 4 500 kW, 1 500 rpm turația sincronă, $I_1=520$ A, $U_{20}=1\,510$ V, $I_2=1\,825$ A, $\cos\varphi=0{,}88$ și randamentul $\eta=0{,}96$. La această cascadă atît redresorul cît și invertorul sînt ionice. În fig. 5 sînt date caracteristicile mecanice ale cascadei. Ca parametru este trecut unghiul de comandă al invertorului prin intermediul căruia se stabilește turația de mers în gol a mașinii. Alura acestor curbe este analogă cu a celor din fig. 4. Factorul de putere la această cascadă este de 0,67÷0,43, valorile mai mari corespunzînd turațiilor mai ridicate. Randamentul este de 0,88÷0,92, deci bun.

În concluzie se poate spune că funcționarea mașinii de inducție în cascadă cu mașini auxiliare rotative se caracterizează prin caracateristici mecanice mai favorabile, factor de putere mai bun, putînd produce puterea reactivă cu mașinile auxiliare, dar randament mai mic, zonă de reglare mai mică

din cauza mașinilor auxiliare, cost mai ridicat și întreținere mai costisitoare. În același timp funcționarea mașinii de inducție în cascadă cu ventile se caracterizează prin caracteristici mecanice cu cuplu de răsturnare mai redus, factor de putere micșorat, zonă de reglare mai largă, randament mai ridicat, în special cînd se utilizează semiconductoare, cost și cheltuieli de întreținere de asemenea mai reduse față de cazul cascadei cu mașini auxiliare rotative.

5. REGLAREA TURAȚIEI MAȘINII DE INDUCȚIE PRIN INTERMEDIUL FRECVENȚEI STATORICE

Un alt mod de a regla turația mașinii de inducție constă în a alimenta mașina în stator de la o sursă cu frecvență variabilă, rotorul fiind scurtcircuitat în mod normal. În acest caz tensiunea trebuie modificată cu frecvența după o anumită lege. În cazul neglijării rezistenței statorice, legea de variație a tensiunii cu frecvența și cuplul, corespunzătoare regimului optim de funcționare a fost dedusă de M. P. Costenco (Electricestvo 1925 nr. 2) și este :

$$\frac{U}{U_n} = \frac{f}{f_n}\sqrt{\frac{M}{M_n}} \tag{5.1}$$

care pentru cuplu constant se reduce la legea cu tensiunea să varieze proporțional cu frecvența.

Funcționarea mașinii de inducție la frecvență variabilă este studiată amănunțit în [8] și [9]. Aici urmărim în special problema din punctul de vedere al caracteristicii mecanice.

Comportarea mașinii în acest regim este descrisă tot de ecuațiile (2.5) și (2.6), în ipoteza că curenții și tensiunile variază sinusoidal în timp, în care ecuații trebuie să se pună $a_1=b_1=0$, $R_a=X_a=0$, $s_0=0$, prin urmare se obțin relațiile pentru mașina de inducție simplă cu $h^2=1$, $D_r=0$; se obține din (2.5) și (2.6).

$$I_1 = \frac{U_1}{Z_m}\sqrt{\frac{\left(R_m+\frac{R_2'}{s_0}\right)^2+(X_m+X_2')^2}{\left(R_1+C_T\frac{R_2}{s}\right)^2+(X_1+C_TX_2')^2}}$$

$$I_2' = \frac{U_1}{\left(R_1+C_T\frac{R_2}{s}\right)^2+(X_1+C_TX_2')^2} \tag{5.2}$$

$$M = \frac{m_1\cdot U_1^2}{\Omega_1}\cdot\frac{R_2'}{\left(R_1+C_T\frac{R_2'}{s}\right)+(X_1+C_TX_2')^2}$$

cu care se poate urmări comportarea mașinii.

Frecvența fiind variabilă, parametrii se modifică și ei. Reactanțele X_1, X_2' și X_m variază linear cu frecvența, rezistențele înfășurărilor R_1 și R_2 sînt constante. În schimb R_m, corespunzătoare pierderilor în fier, variază. În ipoteza că pierderile sînt datorite numai fenomenului de histereză, rezistența R_m conform [8], variază linear cu frecvența, deci

$$R_m = k \cdot f$$

și astfel se pot determina toți parametrii pentru orice frecvență.

Interesează în special comportarea mașinii de inducție în 2 cazuri cînd tensiunea variază proporțional cu frecvența și cînd are loc și o compensare a căderii ohmice în circuitul primar.

5.1. Tensiunea variază proporțional cu frecvența, deci U/f=ctă.

Acest caz este caracterizat prin menținerea aproape constantă a valorii fluxului mașinii. Aceasta scade de fapt cu reducerea frecvenței din cauza rezistenței înfășurării primare.

Dacă f_1 este frecvența nominală, X_1, X_2', X_m reactanțele considerate la această frecvență, iar M_{k_1}, cuplul de răsturnare corespunzător, notînd :

$$\alpha = \frac{f}{f_1}$$

$$\beta = \frac{C_T R_2'}{R_1} \tag{5.3}$$

$$\zeta = \frac{X_1 + C_T X_2'}{C_T R_2'}$$

atunci se obține pentru cuplul de răsturnare M_k, corespunzător frecvenței f

$$\frac{M_k}{M_{k1}} = \frac{\alpha(1+\sqrt{1+\beta^2\zeta^2})}{1+\sqrt{1+\alpha^2\beta^2\zeta^2}} \tag{5.4}$$

$$s_k = \frac{\beta}{\sqrt{1+\alpha^2\beta^2\zeta^2}}$$

unde s_k este alunecarea de răsturnare pentru frecvența f. Se observă că cuplul de răsturnare M_k depinde de $\beta\xi = \frac{X_1 + C_T X_2'}{R_1}$ prin urmare de raportul dintre inductivitatea totală de dispersie și rezistența primară și nu depinde de rezistența rotorică, dar depinde de aceasta poziția maximului prin intermediul alunecării de răsturnare s_k. Reactanța micșorează pe s_k iar rezistența rotorică o mărește.

În fig. 6 sînt reprezentate curbele $M_k/M_{k_1} = f(\alpha)$ pentru β și ς ca parametri. Cum β are valori apropiate de 1, în general între 1 și 1,5 pentru mașinile obișnuite, fără efect pelicular, se vede că mașinile mai mici, care au ς mai mic din cauza inductivității, se comportă mai puțin favorabil la variația frecvenței în regimul U/f=ct, decît mașinile mai mari. În consecință pentru

mașinile de inducție, care trebuie să aibă un cuplu de răsturnare mare și la frecvențe mici, este necesar a se renunța la regimul $U/f=ct$ și să se treacă la o altă lege de variație a tensiunii cu frecvența. În fig. 7 sînt reprezentate curbele $M=f(n)$ pentru f=50 ; 45 ; 30 ; 10 Hz, împreună cu locul geometric

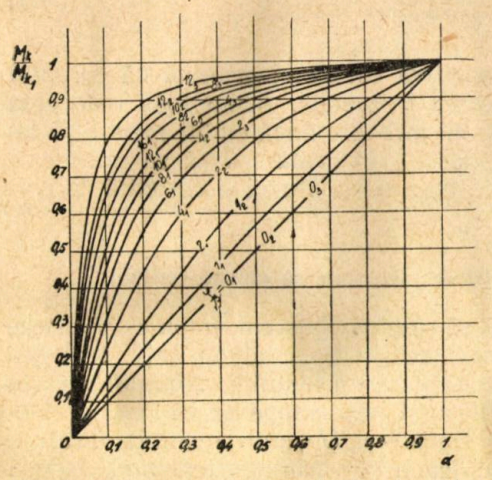


Fig. 6. Curbele raportului cuplurilor de răsturnare $M_k/M_{k1}=f(\alpha)$ corespunzătoare frecvenței f și frecvenței nominale f_1 pentru diferite valori ale raportului $(X_1+C_TX_2')/R_1$, la reglarea turației prin intermediul frecvenței statorice după legea $U/f=ct$.

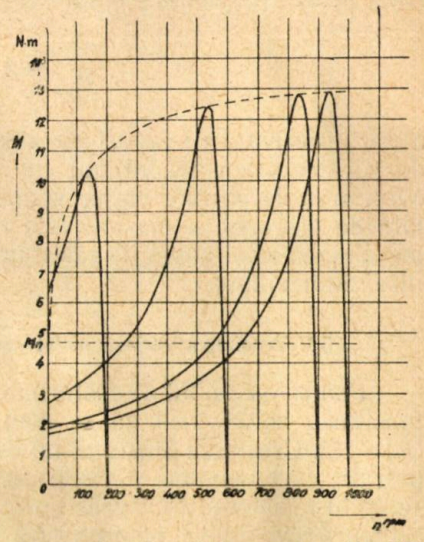


Fig. 7. Caracteristicile mecanice $M=f(n)$ pentru motorul de 500 kW la reglarea turației prin intermediul frecvenței după legea $U/f\neq ct$.

al maximelor, pentru motorul considerat la pct. 3. Se observă că aceste caracteristici au o formă acceptabilă pînă la $f=10$ Hz, cînd cuplul de răsturnare este încă 74% din cel corespunzător frecvenței de 50 Hz.

În ceea ce privește cuplul de pornire M_p, corespunzător frecvenței f, raportat la M_{p1}, corespunzător frecvenței f_1, cu notațiile (5.3), avem :

$$\frac{M_p}{M_{p1}}=\alpha\,\frac{(1+\beta)^2+\beta^2\zeta^2}{(1+\beta)^2+\alpha^2\beta^2\zeta^2}\,. \tag{5.5}$$

Valoarea maximă a acestui raport are loc pentru

$$\alpha=\frac{1+\beta}{\beta\zeta} \tag{5.6}$$

și este

$$\left(\frac{M_p}{M_{p1}}\right)_{max}=\frac{1}{2}\left(\frac{1+\beta}{\beta\zeta}+\frac{\beta\zeta}{1+\beta}\right) \tag{5.7}$$

Cuplul maxim de pornire în condiția $U/f=$const are loc pentru $R_1+C_TR_2'=f/f_1\cdot(X_1+C_TX_2'$ prin urmare pentru acea frecvență, pentru care reactanța

totală de dispersie este egală cu rezistența totală a mașinii. În consecință mașinile cu inductivitate de dispersie mai mare pornesc mai ușor la frecvențe mai joase decît cele cu inductivitate mai mică. În ceea ce privește curentul de pornire din circuitul rotoric, notînd cu I'_{2p}, I'_{2p1}, curentul de pornire din rotor pentru frecvența f, respectiv f_1, avem

$$\frac{I'_{2p}}{I'_{2p1}} = \alpha \sqrt{\frac{(1+\beta)^2+\beta^2\zeta^2}{(1+\beta)^2+\alpha^2\beta^2\zeta^2}} \tag{5.8}$$

a cărui derivată în raport cu α este pozitivă ceea ce înseamnă că curentul de pornire scade încontinuu cu reducerea frecvenței. Acum însă reducerea curentului de pornire cu frecvența este cu atît mai mică cu cît reactanța totală de dispersie a mașinii este mai mare, prin urmare dacă se urmărește menținerea unui cuplu de răsturnare cît mai mare, atunci și curentul de pornire rămîne mare.

5.2. Tensiunea variază astfel ca cuplul de răsturnare să rămînă constant

Pentru ca cuplul de răsturnare M_k să rămînă constant, trebuie să varieze tensiunea astfel încît să se compenseze reducerea cuplului față de legea $U/f=$ctă. Creșterea tensiunii nu este mare datorită faptului că cuplul variază patratic cu tensiunea. Aceasta revine în fond la a compensa căderea de tensiune în rezistența înfășurării primare. Dacă U_f, U_{f1} sînt tensiunile la borne pentru frecvențele f, respectiv f_1, atunci legea de variație a tensiunii, dedusă din condiția ca cuplul de răsturnare să fie constant, este (5.2):

$$\frac{U_f}{U_{f1}} = \sqrt{a} \cdot \sqrt{\frac{1+\sqrt{1+\alpha^2\beta^2\zeta^2}}{1+\sqrt{1+\beta^2\zeta^2}}}. \tag{5.9}$$

Cum se vede, raportul tensiunilor depinde de produsul $\beta\zeta = \frac{X_1 + C_T X'_2}{R_1}$ și nu separat de β și ζ, deci numai de reactanța totală de dispersie a mașinii și de rezistența primară și nu de rezistența rotorică. Dacă $R_1=0$ atunci cazul 5.2 se reduce la cazul 5.1 cînd $U/f=$ctă.

Reprezentarea grafică a relației (5.9) pentru $\beta\zeta$ ca parametru este dată în fig. 8. Se observă că cu cît $\beta\zeta$ este mai mare, cu atît variația lui U_f/U_{f1} se apropie mai mult de o dreaptă. Se observă de asemenea că pentru valorile care vin practic în considerare $\beta\zeta>5$ pentru cea mai mare parte a domeniului de variație a lui α, practic pentru $\alpha>0{,}1$, variația se poate considera tot ca lineară, dar după o dreaptă care trece prin punctul $U_f/U_{f1}=1$ și $\alpha=1$.

În ceea ce privește mașinile de putere mai mică, la acestea variația tensiunii trebuie să se abată mai mult de la legea $U/f=$ctă, decît la cele mai mari, din cauza reactanței lor de dispersie, care raportată la rezistență este mai mică decît la cele mai mari.

În ceea ce privește cuplul de pornire, aceasta este mai mare decît în cazul legii $U/f=$ctă, pentru că variază patratic cu tensiunea. Dar crește totodată și curentul de pornire, astfel încît trebuie găsită soluția optimă în raport cu sursa de alimentare, care în cazul că este constituită din modifica-

toare cu ventile trebuie limitat curentul de pornire din motive de securitate a ventilelor.

În ceea ce privește randamentul, acesta este mai bun decît în cazul reglării turației prin intermediul rotorului, pentru că nu mai are loc trecerea

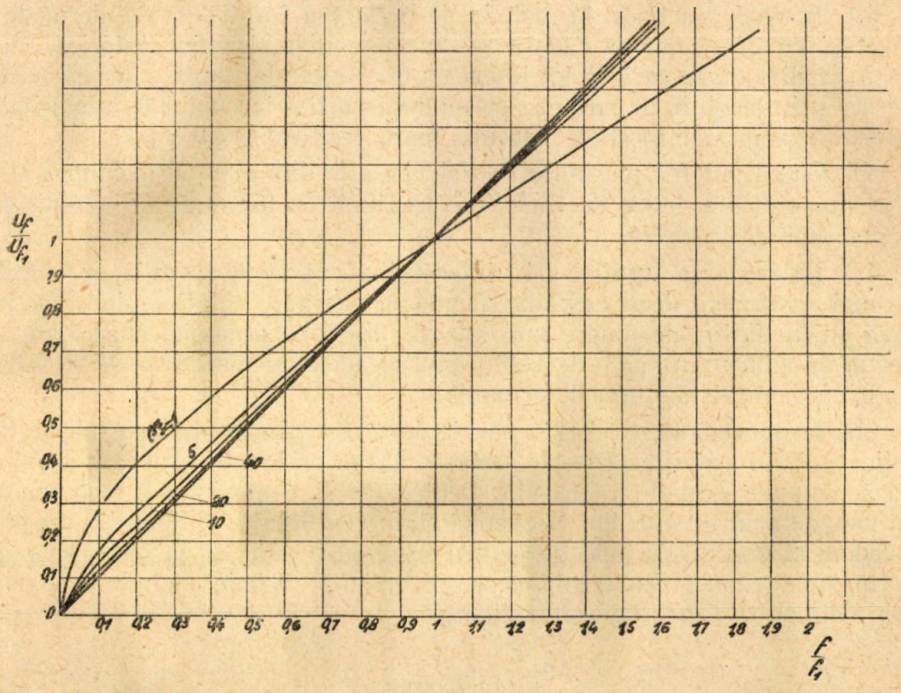


Fig. 8. Variația tensiunii de alimentare în funcție de frecvență cu condiția ca cuplul de răsturnare să fie constant, la reglarea turației prin intermediul frecvenței.

puterii de alunecare prin mașină, aceasta luînd de la rețea numai puterea utilă plus pierderile în ea.

Factorul de putere este mai bun decît al cascadelor cu ventile dar mai slab decît al cascadelor cu mașini auxiliare rotative cu ajutorul cărora se poate excita mașina de inducție în rotor.

6. CONCLUZII

Din cele prezentate se pot trage următoarele concluzii :

6.1. Metoda cea mai economică pentru reglarea turației, este metoda de reglare a turației prin intermediul frecvenței statorice, care poate să aibă loc între $(0{,}1—2)n_1$.

6.2. Pentru reglarea turației în jurul valorii zero se impune metoda grupului în cascadă, deoarece transferul de putere din stator în rotor se face cu atît mai greu cu cît frecvența statorică este mai mică.

6.3. La reglarea turației prin intermediul frecvenței statorice, cea mai potrivită metodă este cea cu compensarea căderii de tensiune în înfășurarea statorică, în care caz mașina își păstrează cuplul de răsturnare, practic pentru întregul domeniu de reglare.

6.4. În mod practic și la metoda de reglare a turației prin intermediul frecvenței cu compensarea căderii de tensiune în rezistența statorică, tensiunea de alimentare variază tot linear cu frecvența, dar după o dreaptă care nu trece prin origină, în care caz se renunță parțial la cuplul de răsturnare în unele domenii, iar în altele este mai mare decît cel puțin $\alpha = 1$.

6.5. Cu cît puterea mașinilor de inducție este mai mare și tensiunea statorică mai ridicată, legea de variație a tensiunii cu frecvența se apropie cu atît mai mult de $U/f = ctă$.

6.6. La reglarea turației prin intermediul cascadei, cascada cu ventile este mai economică decît cascada cu mașini auxiliare rotative, dar funcționează cu un factor de putere mai mic și introduce armonici superioare în rețeaua de alimentare, spre deosebire de cascadele cu mașini auxiliare rotative, la care nu există putere deformantă.

6.7. În consecință, cînd este nevoie de a se regla turația mașinii de inducție în jurul valorii zero este necesar să se acționeze asupra rotorului, deci se impune grupul în cascadă. Pentru restul domeniului e recomandabilă metoda prin intermediul frecvenței statorice. Soluția optimă din punctul de vedere al mașinii de inducție pentru reglarea turației de la zero la valoarea maximă constă din combinarea celor două metode făcîndu-se uz de fiecare din ele în zonele corespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

1. D. A. Zavalisin, Ventilnîie preobrazovateli ciastotî, prednaznacenîe dliaciastotnjovo regulirovania scorosti asinhronîh dvigatelei. Vestnic Electropromîșlenosti 1961, Nr. 6 p. 41—48.
2. M. G. Tumkov, G. B. Oniscenko, G. A. Zverev, Promîșlenîe isledovanie asinhronovo ventilnovo kascada. Vestnic Electropromîșlenosti 1961, nr. 10 p. 13—18.
3. M. Mayer, Über die untersynchrone Stromrichterkaskade ETZ-A-82 (1961) H. 19 S. 589—596.
4. M. G. Cilikin, A. S. Sandler, L. I. Sapiro, Dvuhdvigatelnnîi ventilno-mașinîi kaskad s poluprovodnicovnîmi vîpriamiteliami. Elektricestvo, 1961 nr. 8 p. 50—56.
5. R. Richter, *Mașini electrice vol. V*, Editura Tehnică București 1961.
6. M. Liwschitz, *Die Elektrische Maschinen* Bd. III Verlag Teubner, Leipzig und Berlin 1934.
7. W. Dällenbach, B. Gerecke, Die Strom und Spannungsverhältnisse der Grossgleichrichter. A.f.E. Bd. XIV (1924) S. 171—246.
8. A. A. Bulgacov, Ciastotnoe upravlenie asinchronovo dvigatelia. Izdatelstvo Academii Nauk S.S.S.R. Moskva 1955.
9. V. T. Kasianov, Asinhronaia mașina pri peremenoi ciastote. Elektricestvo 1949 nr. 2 p. 38—47.

О РЕГУЛИРОВАНИИ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ИНДУКЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ КАСКАДНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ И МЕТОДОМ ИЗМЕНЕНИЯ СТАТОРНОЙ ЧАСТОТЫ

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируется механические характеристики индукционой машины, в которой число оборотов регулируется методом включения в каскад и методом изменения статорной частоты.

Устанавливается самая общая форма вспомогательного напряжения в которое включается роторная цель ; таким образом оно будет действительно как для каскад с вспомогательными вращательными машинами, так и для каскад с вентилями. Для этого случая определяются выражения токов и электромагнитного момента, которые обобщают известные нические характеристики каскада с вспосомагальным напряжением выражения простой индукционной машины. Исследуются затем, механреобразователем), затем с вспомогательным напряжением с постояным с постоянным значением и фазой, (каскад с вращательным частотным значением, но с переменной фазой, (каскад с вентилями или же с вращательными возбужденными машинами). Расматривается затем, индукционная машина в которой число оборотов изменяется под влиянием статорной частоты и анализируется случай в котором отношение между напряжением и частотой остается постоянным, а также случай когда компенсируется падение напряжения в сопротивлении статорной обмотки.

В заключении даются выводы в связи с регулированием, числа оборотов анализируемыми методами.

SUR LE RÉGLAGE DE LA VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR D'INDUCTION PAR LA MÉTHODE DU COUPLAGE EN CASCADES ET PAR CELLE DE LA MODIFICATION DE LA FRÉQUENCE STATORIQUE

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on analyse les caractéristiques mécaniques de la machine d'induction dont on règle la vitesse de rotation par la méthode du couplage en cascades, la machine étant accouplée en cascade par l'intermédiaire de la fréquence statorique.

On établit l'expression la plus générale de la tension auxiliaire à laquelle on accouple le circuit rotorique de telle manière, qu'elle soit variable pour les cascades formées avec des machines auxiliaires rotatives en même temps que pour celles à valves. On établit les expressions des courants et du moment électromagnétique pour ce cas, qui généralise les expressions connues de la machine d'induction simple.

On recherche ensuite les caractéristiques mécaniques de la cascade ayant la tension auxiliaire avec la valeur et la phase constantes (la cascade à convertisseur rotatif de fréquence) puis celle où la tension auxiliaire a une valeur constante, maïs la phase variable (la cascade à valves ou avec des machines rotatives excitées).

On considère ensuite la machine d'induction dont on change la vitesse de rotation par la méthode de la fréquence et on analyse le cas dans lequel le rapport entre la tension et la fréquence est constant et celui où a lieu la compensation de la chute ohmique de tension dans l'enroulement statorique. A la fin on déduit des conclusions sur le réglage de la vitesse de rotation par les méthodes analysées.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1948

I P T. 42